

E 4524/3

BULETINUL

UNIVERSITATII
DIN BRASOV

Seria A MECANICA APLICATA
CONSTRUCTII DE MASINI

Vol. XXII — 1980

Fascicola 1



BULETINUL UNIVERSITATII DIN BRASOV

Seria A – Fascicola 1

- Mecanică aplicată
- Electrotehnică şi
electronică

Vol. XXII – 1980

COLEGIUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing.Florea Duduță(președinte),
prof.em.dr.ing.Victor Hoffmann(vicepreședinte),conf.dr.ing.Filofteia Negruțiu,
prof.dr.ing. Vasile Vulcu, conf.dr.ing.
Lidia Benche, prof.dr.ing.Ioan Drăghici,
prof.dr.ing. Giuseppe Munteanu, prof. dr.
ing. Darie Parascan.

COMITETUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing.Victor Benche, prof.dr.ing.Gheorghe Bobescu,conf.dr.ing. Sergiu Chiriacescu,prof.dr.ing.Ioan Drăghici(redactor șef),conf.dr.ing.Ioan Goia,conf.dr.ing.Emeric Jakab, conf.dr.ing.Mircea Ivan,conf.dr.ing.Aurel Jula (redactor șef adjunct),
prof.dr.ing.Andrei Nicolaide,prof.dr.ing. Virgil Olariu, conf.dr.ing. Simion Popescu, prof. dr. ing. Gheorghe Secară, prof.dr.ing.Wilibald Szabo, prof. dr.ing.Petre Tudoran,prof.dr.ing.Nicolae Veștemeanu.
Secretar de redacție: șef lucr.ing.Costel Bejan.

Lucrările au fost primite la redacție în 30 martie 1979

De conținutul științific al lucrărilor din acest volum răspund autorii respectivi
--

SUMAR
SUMMARY
INHALTSVERZEICHNIS
SOMMAIRE

MECANICA APLICATA
APPLIED MECHANICS
ANGEWANDTE MECHANIK
MÉCANIQUE APPLIQUÉE

Pag.

Curatu, E.: Măsurarea pe cale holografică a funcției de transfer optic a unui obiectiv foto.....	1
Holographic Measurement of the Optical Transfer Function of a Camera Lens.	
Holographisches Messen der optischen Übertragungsfunktion eines Photobjektivs.	
Mesurage holographique de la fonction de transfert optique d'un objectif photo.	
Iordache, P., Roșca, I.: Modelarea analogică a răspunsului dinamic al unei plăci dreptunghiulare subțiri.....	9
Analogical Modelling of the Dynamic Response of a Thin Rectangular Plate.	
Die analoge Modellierung der dynamischen Antwort einer dünnen rechteckigen Platte.	
Modelage analogique de la réponse dynamique d'une plaque rectangulaire mince.	
Bolfa, I.: Influența calității metalului asupra rezistenței la oboseală.....	19
Influence of Metal Quality on Fatigue Strength.	
Einfluss der Metallqualität auf die Ermüdungsfestigkeit.	
L'influence de la qualité du métal sur la résistance à la fatigue.	

- Diaconescu, D., Dudiță, Fl.: Particularități structurale ale cuplelor cinematice..... 27
 Structural Characteristics of Kinematic Pairs.
 Strukturelle Eigenheiten der Gelenke.
 Particularités structurales des couples cinématiques.
- Bobancu, S.: Metodă numerică pentru determinarea razei minime la mecanismele plane cu camă, avînd tachet de translație cu rola. 35
 A Numerical Method to Determine the Minimal Radius in Cam Gears with Roller Tappets.
 Numerische Methode für die Bestimmung des Minimalradius bei ebenen Nockengetrieben mit Translationsstößel.
 Méthode numérique pour la détermination du rayon minimal aux mécanismes planes à cames, pourvus d'un taquet de translation à rouleau.
- Boncoi, Gh., Boangiu, Gh., Stănescu, C.: Criterii de comparare a legilor de profilare ale camelor disc utilizate în construcția mașinilor unelte..... 39
 Criteria of Comparing the Profiling Laws of Disk Cams Employed in Machine-Tool Building.
 Vergleichskriterien der Profilierungsgesetze für die im Werkzeugmaschinenbau benützten Scheibennoeken.
 Critères pour comparer les lois de profilage des cames - disques utilisées dans les constructions mécaniques.
- Bobancu, S.: Variabila "excentricitate" la mecanismele plane cu camă avînd tachet plat de oscilație..... 45
 The "Eccentricity" Variable in Cam Gears with Flat-Bottom Tappet.
 Die Variable "Exzentrizität" bei den ebenen Nockengetrieben mit flachen Schwingungsstößel.
 La variable "excentricité" pour mécanismes planes à cames, munis d'un poussoir à fond plat d'oscillation.
- Moldovean, Gh., Crișan, I.: Precizia de decuplare a cuplajelor de siguranță cu corpuri de blocare dispuse radial..... 51
 Precision of Disengagement of Safety Couplings Having Radially Disposed Locking Elements.
 Entkopplungsgenauigkeit der Sicherungskupplungen mit radial angeordneten Blockierungselementen.
 La précision au débrayage des accouplements de sûreté a corps d'arrêt radialement disposés.

Drăghici, I., Bejan, C., Bolfa, Tr.: Aspecte ale calculului cuplajelor pe baze probabiliste.....
 Some Aspects of Coupling Calculation on Probabilistic Bases.
 Aspekte der Kupplungsberechnung auf Wahrscheinlichkeitsgrundlagen.
 Aspects du calcul des accouplements sur des bases probabilistes.

Drăghici, I., Radu, A.: Contribuții la sistematizarea calculului organologic al transmisiilor șurub-piuliță cu bile.....
 Contributions to Systematizing the Calculation of Screw Gearings with Balls.
 Beiträge zur Systematisierung der Berechnung der Schraube - Mutter Getriebe mit Kugeln.
 Contributions à la systématisation du calcul organologique des transmissions vis-écrou à billes.

Bejan, C.: Intensitatea de defectare previzională pentru interferențe de tip probabilist-determinist.....
 Foreseeing Disturbance Intensity for Probabilistic-Deterministic Interferences.
 Voraussichtliche Ausfallintensität für Interferenzen vom probabilist-deterministischen Typ.
 L'intensité du dérangement prévisionnel pour les interférences de type probabiliste-déterministe.

Ionescu, A., Mureșan, N., Serbănoiu, N.: Căldura de transformare, căldura schimbătă și căldura acumulată în motoare cu combustie internă.....
 Heat of Transformation, Changed Heat and Inner Heat in Internal Combustion Engines.
 Zustandsänderungswärme, Übertragungswärme und Wärmespeicherung bei Verbrennungsmotoren.

La chaleur de transformation, la chaleur de change et la chaleur accumulée dans les moteurs à combustion interne.

Turzo, G., Benche, V., Benche, L., Ivănoiu, M., Kopan, A.: Un model fizico-matematic al efectiei de tip Coandă.....
 A Physical-Mathematical Model of Coandă-Type Ejection.
 Ein physisch-mathematisches Modell für die Coandă-Ejektion.
 Une représentation physique et mathématique de l'éjection de type Coandă.

- Mureșan, M., Hoffmann, V., Serbănoiu, N., Ionescu, A.: Ecuație criterială privind schimbul convectiv de căldură al soluțiilor aditivatelor..... 91
 Criterial Equation regarding the Convective Heat Transfer of Additivated Solutions.
 Kriterialgleichungen für den konvektiven Wärmeübergang der additvierten Lösungen.
 Equation critique concernant l'échange convectif de chaleur des solutions additionnées.
- Badea, O., Lupu, M.: Soluții exacte ale transferului de căldură în cazul mișcării nestationare a fluidelor viscoase..... 97
 Exact Solutions to Heat Transfer in the Unsteady Motion of Viscous Fluids.
 Genaue Lösungen der Wärme U berlieferung im Falle einer nichtstationären Bewegung der zähflüssigen Fluide.
 Solutions exactes pour le transfert de chaleur au cas du mouvement non stationnaire des fluides visqueux.
- Benche, L., Benche, V., Turzo, G., Fetcu, D.: Contribuții la definirea din punct de vedere hidraulic a elevatorului de apă prin aderență..... 107
 Contributions to the Water Belt Elevator Definition from a Hydraulic Point of View.
 Beiträge zur Bestimmung des hydraulischen Bandelevators.
 Contributions à la définition de l'élévateur hydraulique à bande.
- ELECTROTEHNICA SI ELECTRONICA
 ELECTRICAL ENGINEERING AND ELECTRONICS
 ELEKTROTECHNIK UND ELEKTRONIK
 ELECTROTECHNIQUE ET ELECTRONIQUE
- Matlac, I.: Regimul de funcționare al comutatorului monofazat ideal..... 117
 Operating Conditions of the Ideal One-Phase Switch
 Betriebsregime des idealen Einphasenschalter
 Régime de fonctionnement du commutateur monophasé idéal.

- Cernat, M.: Studiu al inverterului trifazat cu circuit intermediar de curent continuu de intensitate impusă..... 123
 Study of a three - phase Intermediary-circuit Inverter for direct current of Imposed Intensity.
 Untersuchung des sechspulsigen selbstgeführten Wechselrichters in Betrieb mit eingeprägtem Gleichstrom.
 Étude du convertisseur triphasé à circuit intermédiaire de courant continu d'intensité imposée.
- Peșteanu, C.: Determinarea câmpului electromagnetic și a repartiției supratemperaturii în indusul motorului asincron liniar. 133
 Determination of the Electromagnetic Field and Temperature Distribution in the Reaction Rail of a Linear Asynchronous Motor.
 Berechnung des elektromagnetischen Feldes und der Erwärmungsverteilung in der Reaktionsschiene eines asynchronen Linearmotors.
 Détermination du champ électromagnétique et de la distribution du surchauffage dans l'induit du moteur asynchrone linéaire.
- Fratu, A., Șișak, Fr.: Converter pneumomecanic-utilizat ca element de execuție alternativ..... 143
 Pneumomechanical Converter Used as an Alternative Pneumatic Actuator.
 Pneumomechanisches Konverter angewendet als abwechselndes Ausführungselement.
 Convertteur pneumatique et mécanique utilisé comme élément d'exécution alternatif.
- Șișak, Fr., Fratu, A.: Contribuții la dimensionarea acționărilor electrice cu șocuri de sarcină..... 147
 Contribution to the Dimensioning of Electric Drives with Shock Loads.
 Beiträge zur Dimensionierung von elektrischen Antrieben mit Stossbelastungen.
 Contributions au dimensionnement des commandes électriques aux chocs de charge.

Cruțu, Gh., Bonfert, D., Dincă, G., Nuțu, C.: Programarea prin cablaj
a caracteristicii de protecție a motoarelor electrice..... 153

Strap-Programming of the Protection Characteristic of
Electric Motors.

Programmierung durch feste Verbindungen der Schutzkennli-
nien von elektrischen Motoren.

Programmation par câblage de la caractéristique de protec-
tion des moteurs électriques.

Recenzii 16

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A – Applied Mechanics – Machine Building
Vol. XXII – 1980

Applied mechanics

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A – Mécanique appliquée – Construction de machines
Vol. XXII – 1980

Mécanique appliquée

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT BRAȘOV
Serie A – Angewandte Mechanik – Maschinenbau
Band XXII – 1980

Angewandte Mechanik

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRASOV

Series A - Applied Mechanics - Machine Building

Vol. XXI - 1980

Applied mechanics

BULLETIN DE L'UNIVERSITE DE BRASOV

Serie A - Mecanisme si Constructii de Masini

Vol. XXI - 1980

Mecanisme aplicative

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT BRASOV

Serie A - Angewandte Mechanik - Maschinenbau

Band XXI - 1980

Angewandte Mechanik

MĂSURAREA PE CALE HOLOGRAFICA A FUNCȚIEI

DE TRANSFER OPTIC A UNUI OBIECTIV FOTO

Sef lucr.ing. Eugen Curatu - Universitatea din Brașov.

În ultimul timp s-a studiat posibilitatea aplicării tehnicii holografice în măsurarea FTO.

Opticienii de renume ca FRANCON [2], VIENOT [4], BULABOIS [5], POSPISIL [12], MENZEL [3], MONTGOMERY [11], TSURUTA [14,15] și alții au publicat cărți sau articole în care se subliniază avantajele și unele succese în aplicarea holografiei la determinarea FTO.

Ținând seama de principiul care stă la baza măsurării, metodele holografice se pot clasifica în : metode de măsurare a FTO pe baza ecuației de autocorelare:

$$\zeta(\Delta, t) = \frac{\iint_{-\infty}^{+\infty} f(x + \frac{\Delta}{2}, y + \frac{t}{2}) \cdot f^*(x - \frac{\Delta}{2}, y - \frac{t}{2}) dx dy}{\iint_{-\infty}^{+\infty} |f(x, y)|^2 dx \cdot dy}, \quad (1)$$

metode care se numesc de autocorelare sau interferometrie și metode de măsurare pe baza ecuației :

$$l'(\Delta, t) = l_0(s, t) \cdot g(\Delta, t), \quad (2)$$

relație care reprezintă corespondența obiect-imagine în spațiul FOURIER. Procesul de transmisie prin sistemul optic este caracterizat de funcția $g(s, t)$ care, normalizată, reprezintă funcția de transfer optic a sistemului:

$$\zeta(\Delta, t) = \frac{g(\Delta, t)}{g(0, 0)}; \quad (3)$$

aceste metode de măsurare se numesc de analiză FOURIER.

Metodele de autocorelare, aplicate cu succes de FRANCON și alții [8], MAY [9, 10], MATSUMOTO și OSE [1], constau în:

- înregistrarea a două holograme identice (Sandwich);
- măsurarea fluxului prin cele două holograme suprapuse în mișcare de translație relativă.

Am optat, însă, pentru o metodă de analiză Fourier, deoarece, în comparație cu metodele de autocorelare, nu necesită nici dispozitiv electro-mecanic de precizie ridicată pentru deplasarea relativă cu viteză constantă (dar trepte diferite) a plăcilor holografice, nici analizor electronic al semnalului.

Metoda propusă de analiză Fourier prin filtrare holografică.

Complexul conjugat al transformatei Fourier F a unui semnal bidimensional f poate fi înregistrat pe o hologramă, care se numește filtru optic opus sau conjugat; iluminând acest filtru cu spectrul Fourier F al semnalului f , în spatele filtrului se obține funcția spectrală $|F|^2$. Dacă semnalul f este funcția papilară a sistemului optic de testat, atunci $|F|$ și $|F|^2$ corespund amplitudinii distribuției punctuale $I_a(x,y)$ și, respectiv, intensității luminoase $I(x,y)$. Efectuând încă o transformare Fourier (cu o a doua lentilă din montaj - fig. 1), distribuția amplitudinii imaginii rezultante este transformata Fourier a lui $|F|^2$, anume $g(s,t)$ din relația:

$$\begin{aligned} g(s,t) &= \mathcal{F}[G(x,y)] = \mathcal{F}[F(x,y) \cdot F^*(x,y)] = \\ &= \iint_{-\infty}^{+\infty} f(X,Y) \cdot f^*(X-s, Y-t) dX dY. \end{aligned} \quad (4)$$

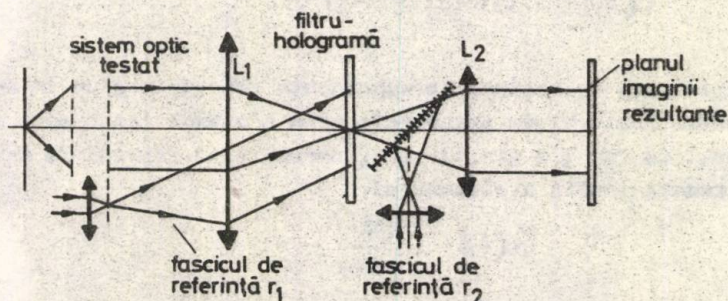


Fig. 1

În figura 1 este reprezentat principiul analizei Fourier

prin filtrare holografică. Filtrul-hologramă se obține prin suprapunerea fasciculului $I_a(x,y)$ peste fasciculul de referință $r_1(x,y) \cdot \exp(i\beta x)$; după dezvoltare, factorul de transmisie în amplitudine al filtrului-hologramă fiind dat de relația:

$$H(x,y) = |r_1 + I_a|^2 = 1 + I_a + r_1 I_a^* + r_1^* I_a. \quad (5)$$

În procesul de filtrare filtrul-hologramă este iluminat de $I_a(x,y)$ astfel că amplitudinea transmisă este $H(x,y) \cdot I_a(x,y)$, care suferă încă o transformare Fourier prin L_2 . Distribuția corespunzătoare termenului al treilea al lui $H(x,y)$, care rezultă în planul imagine, este :

$$\begin{aligned} g(s-\beta, t) &= \iint r_1 |I_a|^2 \exp[-i(sx+ty)] dx \cdot dy = \\ &= \iint I_a \exp\{-i[(s-\beta)x+ty]\} dx dy, \end{aligned} \quad (6)$$

unde $(\beta, 0)$ este punctul din planul imagine în jurul căruia are loc distribuția de mai sus.

Dacă în planul imagine se suprapune o undă plană de referință $r_2 \cdot \exp(i\gamma s)$, atunci, o dată cu modulul $|g|$ se poate observa și faza α . Intensitatea în planul imagine este dată de:

$$\begin{aligned} I(s-\beta, t) &= |\exp(i\gamma s) + g(s-\beta, t)|^2 = \\ &= 1 + |g(s-\beta, t)|^2 + 2|g(s-\beta, t)| \cos[\gamma s - \alpha(s-\beta, t)]. \end{aligned} \quad (7)$$

Dacă unda plană de referință este introdusă în lungul axei optice, atunci $\gamma = 0$, iar ecuația (7) se rescrie sub forma:

$$I(s-\beta, t) = 1 + |g(s-\beta, t)|^2 + 2|g(s-\beta, t)| \cos \alpha(s-\beta, t). \quad (8)$$

Montaje realizate și experiențe efectuate.

În procesul de constituire a filtrului-hologramă sursa punctuală a fasciculului de referință r_1 s-a așezat în același "plan" cu obiectivul testat. Montajul utilizat este reprezentat în figura 2.

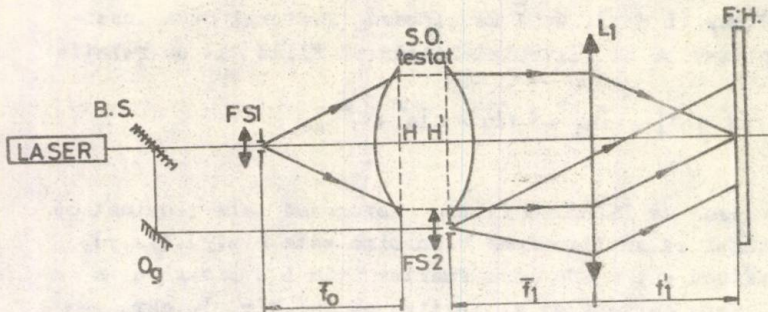


Fig. 2

- În cadrul montajului s-au utilizat următoarele elemente:
- LASER He-Ne Spectra-Physics model 124 A(15mW);
 - Beam-splitter continuu variabil El-don VBA-200;
 - Filtre spațiale Jodon MPA 25 m reglate în focarele microobiectivelor El-don 20^x și, respectiv, 10^x montate pe lens-pinhole LP SF 200 ;
 - suport de hologramă cu asigurarea re poziționării El-don MPH 45 W;
 - obiective de colimator L₁ și L₂ avînd $f_1' = f_2' = 250 \text{ mm}$;
 - obiectivul fote testat a fost montat pe un suport cu posibilități de rotire pe un plan meridional și sagital;
 - plăci fotosensibile pentru obținerea filtrelor holografice : Agfa Gevaert 8E 75 (2500 linii/mm).

În procesul de filtrare filtrul-hologramă a fost luminat numai de transformata Fourier a factorului unei pupile, a-dică se opturează fasciculul de referință r_1 (fig.3).

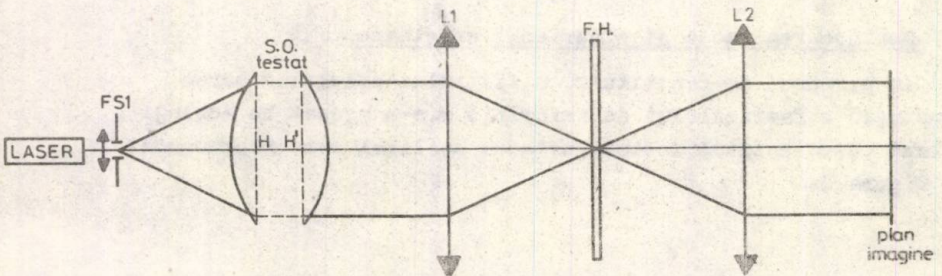


Fig. 3

Imaginea obținută în jurul punctului (β , 0) din planul imagine s-a observat cu un microscop (fig.4) și s-a înregistrat cu ajutorul unui fotomultiplicator deplasat în direcție radială, conectat la un inscripător X-Y Endin 620 [13] (fig. 5).

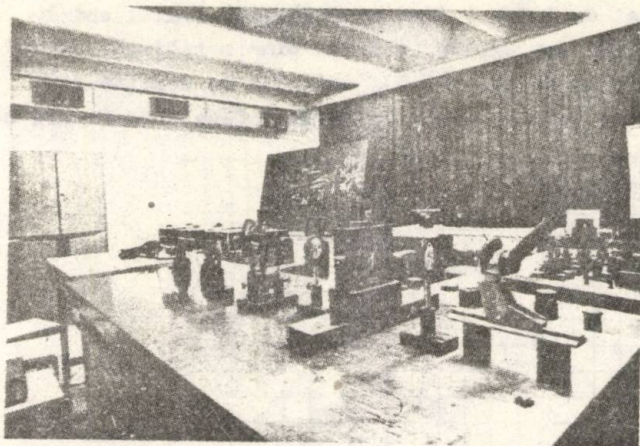


Fig. 4

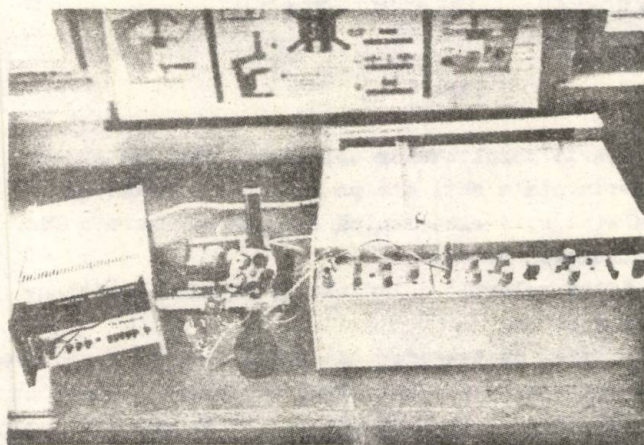


Fig. 5

Ca traductor pentru deplasare sau utilizat un traductor rezistiv montat în serie pe canalul X al inscriptorului.

Cum în cazul de față s-a urmărit numai determinarea modului FTO, neinteresând faza ϕ , nu s-a mai introdus unda de referință r prezentată în figura 1.

S-au ²efectuat măsurători ale FTO pentru fotoobiectivul ORESTON (fabricat de I.O.R.) dând trei înclinări axei obiectivului față de axa montajului, atât în plan meridional cât și în plan sagital. Funcția $g(s-\beta, t)$, definită de ecuația (6), a rezultat în urma înregistrării de forma indicată în figura 6.

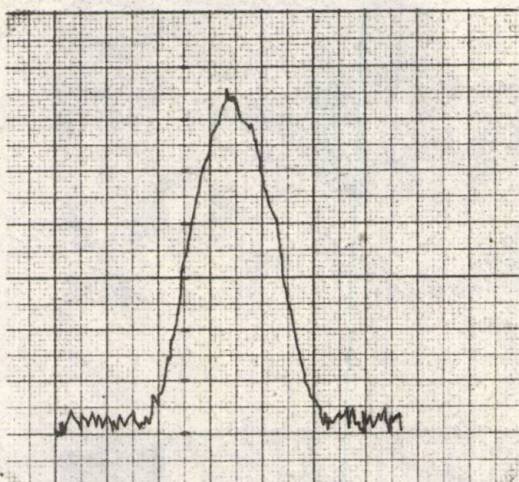


Fig. 6

În urma comparării rezultatelor calculului FTO sintetice și a datelor experimentale obținute pe cale holografică și folosind o instalație opto-electronică [7] de măsurare a FTO se desprind următoarele concluzii:

- diferența între valorile calculate și datele experimentale este, în medie, de 5%;

- valorile funcției de transfer determinate pe cale holografică se situează între valorile calculate și cele calculate cu instalația opto-electronică (fig. 7). Se relevă în acest fel precizia mai mare de măsurare holografică a FTO; aceasta se datorează în primul rând numărului redus de elemente, reglajului

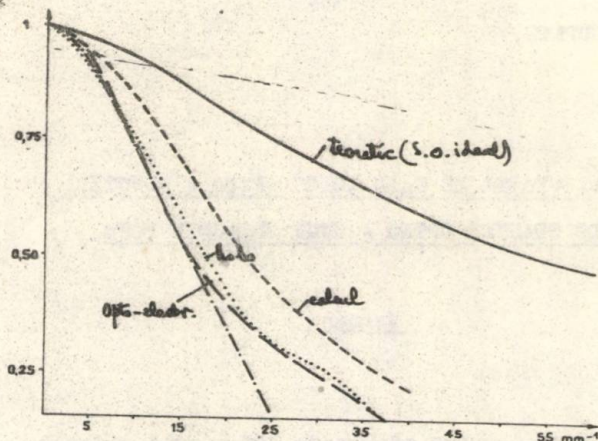


Fig. 7

relativ simplu și, apoi, caracterului static al montajului holografic.

De reținut, așadar, avantajele metodei holografice în cazul măsurării FTO în condiții de laborator pentru un obiectiv foto luat ca model.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Barreketts, S.E. *g.e.s. Applications of holography*. New York, 1971.
- [2] Francon, M. *Optique-formation et traitement des images*, Paris 1972.
- [3] Menzel, E. *Fourier Optik und Holography*. Wien, 1978.
- [4] Vienot, J., Ch. *g.a. Holographie optique : développements, applications*, Paris, 1971.
- [5] Courjon, D., Bulaboia, J. *Opt.comm*, vol.21, 1977, no.1, p.96-101.
- [6] Curatu, E. *Colocv.Național de Optică*, Buc.1978, p.33-34.
- [7] Dodoc, P., Curatu, E. *Colocv.Național de Optică*, Buc.1978, p.95-96.
- [8] Francon, M. *g.a. C.r.Ac.Sc.*, v.236, 1966, no.3, p.237-240.
- [9] May, M. *Optica Acta*, v.16, 1969, no.5, p. 569-577.
- [10] May, M. *g.a. Opt.Comm.*, v.1, 1970, no.9, p.406-409.
- [11] Montgomery, A.J. *Josa*, v.56, 1966, no.5, p.624-629.
- [12] Pespisil, J. *Optik*, v.31, 1971, no.5, p.137-151.
- [13] Reschke, E. *Feingerätetechnik*, v. 17, 1968, no.6, p.253-256.
- [14] Tsuruta, T. *Appl.Optics*, v.2, 1963, no.4, p.371-378.
- [15] Tsuruta, T. *JOSA*, v.53, 1963, no.10, p. 1156-1161.

CURATU, E.

MĂSURAREA PE CALE HOLOGRAFICA A FUNCȚIEI
DE TRANSFER OPTIC A UNUI OBIECTIV FOTO

Rezumat

În lucrare se propune măsurarea FTO a unui obiectiv foto, folosind o metodă de analiză Fourier prin filtrare holografică. Se prezintă schema și componentele montajului. În final se compară rezultatele obținute experimental cu rezultatele calculului FTO.

LE MÉSURAGE HOLOGRAPHIQUE DE LA FONCTION
DE TRANSFERT OPTIQUE D'UN OBJECTIF PHOTO

Résumé

L'ouvrage propose le mesurage de FTO pour un objectif photo en utilisant une méthode d'analyse Fourier par filtrage holographique. On présente le schéma et les éléments du montage. On compare les résultats expérimentales obtenus avec les résultats du calcul de FTO.

MODELAREA ANALOGICA A RĂSPUNSULUI DINAMIC AL UNEI
PLACI DREPTUNGHILARE SUBTIRI

Ing. P. Iordache, asistent la Universitatea Braşov ;

Ing. I. Roşca, asistentă la Universitatea Braşov.

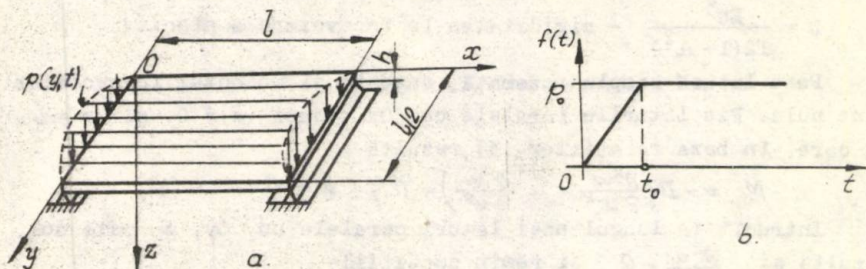


Fig. 1

Se consideră o placă dreptunghiulară subțire de grosime h , lungime l și lățime $l/2$ simplu rezemată la capete (fig. 1, a). Placa este solicitată de o forță distribuită $p(y, t)$ care este funcție atât de coordonata y cât și de timp. Forța distribuită are în orice moment t o distribuție de $\sin \frac{2\pi y}{l}$ și mărimea forței în orice punct al plăcii crește liniar cu timpul până la valoarea maximă $p_0 \sin \frac{2\pi y}{l}$, la $t = t_0$, după care forța rămâne constantă. Astfel forța de solicitare a plăcii poate fi exprimată prin expresia

$$p(y, t) = f(t) \sin \frac{2\pi y}{l}, \quad (1)$$

unde
$$f(t) = \frac{p_0}{t_0} t \quad \text{pentru } t \in [0, t_0]$$

și
$$f(t) = p_0 \quad \text{pentru } t \in [t_0, +\infty].$$

Se vor determina factorii dinamici ψ pentru tensiunile și săgețile plăcii în cazul solicitării provocată de sarcina descrisă de relația (1), pentru diferite rapoarte t_0/T , unde T reprezintă perioada proprie a plăcii.

Se definește ca factor dinamic ψ raportul dintre săgeata maximă cauzată de o sarcină aplicată dinamic și săgeata maximă de aceeași sarcină aplicată static

$$\psi = \frac{w_{din}}{w_{static}}, \quad (2)$$

unde W_{din} este săgeata dinamică și W_{st} - săgeata statică.

În cazul general al încovoierii plăcilor plane s-a obținut sistemul de ecuații:

$$\left. \begin{aligned} M_x &= -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right); \\ M_y &= -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right); \\ M_{xy} &= -D(1-\mu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

unde

$W = f(x, y, t)$ este săgeata plăcii pe direcția z și

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} - \text{rigiditatea la încovoiere a plăcii.}$$

Pe o latură simplu rezemată, săgeata și momentul încovoietor sînt nule. Fie laturile paralele cu Oy , deci $x = 0$ și $x = l$, la care, în baza relațiilor (3), rezultă

$$M_y = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = 0; \quad w = 0.$$

Intrucît în lungul unei laturi paralele cu Oy , W este nul, rezultă și $\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0$ și rămîn condițiile

$$w = 0; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0. \quad (4)$$

Analog, pentru laturi paralele cu Ox , la $y = 0$ și $y = \frac{l}{2}$,

$$w = 0; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0. \quad (5)$$

Considerînd expresia generală a săgeții

$$w = \sum_{i=1,2,3,\dots}^{\infty} q_i \sin \frac{i\pi x}{l}, \quad (6)$$

unde coordonatele generalizate q_i sînt deformații în funcție de timp. Termenii $\sin \frac{i\pi x}{l}$ sînt funcțiile de formă pentru modurile perpendiculare de vibrații.

Expresiile pentru determinarea tensiunilor normale dezvoltate în urma sollicitării de încovoiere au formele

$$\sigma_x = \frac{-Eh}{2(1-\mu^2)} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{Eh\pi^2}{2(1-\mu^2)l^2} \sum_{i=1,2,3,\dots}^{\infty} q_i i^2 \sin \frac{i\pi x}{l}; \quad (7)$$

$$\sigma_y = \mu \sigma_x.$$

În vederea determinării coordonatei generalizate q_i se va folosi ecuația diferențială a lui Lagrange.

Diferențiind ecuația (6) se obține expresia vitezei în orice punct pe placă

$$\dot{w} = \sum_{i=1,2,3,\dots}^{\infty} \dot{q}_i \sin \frac{i\pi x}{l}, \quad (8)$$

de unde energia cinetică totală a plăcii este

$$E_c = \frac{\gamma h}{2g} \int_0^{l/2} \int_0^l (\dot{w})^2 dx dy = \frac{\gamma h l^2}{8g} \sum_{i=1,3,5,\dots}^{\infty} \dot{q}_i^2, \quad (9)$$

unde γ este densitatea materialului plăcii, și termenul

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i} \right) = \frac{\gamma h l^2}{4g} \ddot{q}_i. \quad (10)$$

Energia totală de deformare

$$V = \frac{D}{2} \int_0^{l/2} \int_0^l \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 dx dy = \frac{D l^4}{8 l^2} \sum_{i=1,3,5,\dots}^{\infty} q_i^2 \cdot i^4 \quad (11)$$

și termenul

$$\frac{\partial V}{\partial q_i} = \frac{D l^4 i^4}{4 l^2} q_i. \quad (12)$$

Pentru a obține forța generalizată Q_i determinăm lucrul mecanic elementar dL efectuat de sarcina distribuită datorită unei schimbări elementare dq_i a coordonatei q_i . Săgeata elementară dw datorată variației elementare dq_i este

$$dw = dq_i \sin \frac{i \pi x}{l}.$$

Considerînd forța pentru o suprafață elementară $dA = dx dy$, lucrul mecanic elementar va avea expresia

$$dL = f(t) dq_i \int_0^{l/2} \int_0^l \sin \frac{i \pi x}{l} \sin \frac{2 \pi y}{l} dx dy = \frac{2f(t)l^2}{i \pi^2} dq_i, \quad (13)$$

unde $i = 1, 3, 5, \dots$.

Astfel, forța generalizată Q_i este

$$Q_i = \frac{2f(t)l^2}{i \pi^2}, \text{ cu } (i = 1, 3, 5, \dots), \quad (14)$$

Ecuația diferențială a lui Lagrange este

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i$$

și dacă introducem în ea expresiile (10), (12) și (14) se obține ecuația

$$\frac{\gamma h l^2}{4g} \ddot{q}_i + \frac{D l^4 i^4}{4 l^2} q_i = \frac{2f(t)l^2}{i \pi^2}, \text{ cu } (i = 1, 3, 5, \dots),$$

sau

$$\ddot{q}_i + \beta_i^2 q_i = \beta_i^2 f(t), \text{ cu } (i = 1, 3, 5, \dots), \quad (15)$$

unde

$$\rho_i^2 = \frac{D \pi^4 i^4 g}{8^2 h l^4} \quad (16)$$

și

$$\beta_i = \frac{8g}{i \pi^2 8^2 h} \quad (17)$$

Ecuatia (15) reprezintă i ecuații diferențiale liniare. Dacă $f(t)$ ar fi o funcție simplă ca sin cît s-ar putea obține o singură soluție pentru toate coordonatele q_i . În cazul de față natura lui $f(t)$ arată că o soluție pentru toate valorile timpului este destul de dificilă, din care cauză se apelează la modelarea analogică a ecuației (15).

O soluție exactă pentru deformații și tensiuni va implica toate coordonatele cu numere impare q_i , ceea ce practic este imposibil, ceea ce impune alegerea unui număr suficient de termeni q_i , neglijîndu-i pe ceilalți, ca eroarea să fie rezonabilă.

Numărul suficient de termeni depinde de coeficientul de convergență al seriilor (6) și (7). În vederea obținerii coeficientului de convergență se admite o sarcină cu variație foarte lentă în care caz accelerația $\ddot{q}_1$ se poate considera nulă, sau mai bine zis tinde către zero, și pentru o sarcină statică p_0 se obține

$$q_{i \text{ static}} = \frac{\beta_i p_0}{\rho_i^2} = \frac{8 l^4 p_0}{\pi^6 D i^5} \quad (18)$$

Se vede că q_3 static ar fi $1/3^5$ din q_1 static ceea ce indică că deformația dinamică dată de ecuația (6) este suficient de precisă numai pentru primul termen al seriei adică $w = q_1 \sin \frac{\pi x}{l}$.

Substituind (18) în ecuațiile (7), care implică termeni q_i^2 , se vede că pentru determinarea tensiunilor dinamice sînt suficienți primii doi termeni ai seriilor.

Se ia în considerație ecuația (15) cu $i = 1$

$$\ddot{q}_1 + \rho_1^2 q_1 = \beta_1 f(t) \quad (19)$$

Notînd cu $q_{1 \text{ max}}$ valoarea dinamică maximă a lui q_1 , determinată din ecuația (19), coeficientul dinamic ψ făcînd legătura între deformațiile dinamice și cele statice se poate defini ca

$$\psi = \frac{q_{1 \text{ max}}}{q_{1 \text{ static}}} \quad (20)$$

Coeficientul dinamic ψ , care este o mărime adimensională, va varia cu timpul de creștere t_0 (fig.1,a) pentru o sarcină particulară. Dacă legăm timpul de creștere t_0 de perioada proprie

fundamentală T_1 , printr-un parametru adimensional t_0/T_1 , coeficientul dinamic ψ poate fi determinat fără referire la o placă particulară. Deci pentru a rezolva ecuația (19) pe calculator nu trebuie cunoscute caracteristicile dimensionale și de material ale plăcii.

Putem selecta arbitrar valorile pentru T_1 și $q_{1static}$ și prin folosirea ecuației (18) se obține o valoare corespunzătoare a lui $\beta_1 P_0$ în vederea obținerii soluțiilor ecuației (19) pentru diversele valori ale lui t_0 .

Apoi scriind relația adimensională dintre coeficientul dinamic ψ și raportul t_0/T_1 se obține un grafic care va da valorile lui ψ , pentru orice placă similară, pentru orice valori ale lui t_0 , dacă se cunoaște perioada proprie fundamentală T_1 a plăcii respective.

De exemplu dacă alegem arbitrar $T_1 = 1$ s și $q_{1static} = 0,1$ cm, de unde frecvența

$$\nu_1 = \frac{1}{T_1} = \frac{P_1}{2\pi} = 1 \text{ Hz},$$

aga că pulsația

$$P_1 = 2\pi \nu_1 = 6,28 \text{ s}^{-1}$$

și termenul

$$P_1^2 = 39,5 \text{ s}^{-2}.$$

Din ecuația (18)

$$q_{1static} = 0,1 = \frac{\beta_1 P_0}{39,5} [\text{cm}], \text{ respectiv } \beta_1 P_0 = 3,95 \text{ cm/s}^2,$$

iar ecuația (19) devine

$$\ddot{q}_1 + 39,5 q_1 = \frac{3,95}{P_0} f(t) = F(t). \quad (21)$$

Observînd că valoarea maximă a lui $f(t) = P_0$, funcția $F(t)$ este după cum se indică în figura 2.

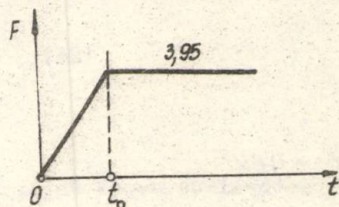


Fig. 2 Funcția $F(t)$ pentru calcularea lui q_1 .

Ținînd cont că la $t = 0$,

$q_1 = \dot{q}_1 = 0$, se scriu ecuațiile circuitului de analogie electrică:

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= -s_1 \dot{q}_1 = -\frac{1}{D} [-s_1 \cdot 39,5 q_1 + s_1 F(t)] \\ u_2 &= s_2 q_1 = -\frac{1}{D} (-s_2 \dot{q}_1) \end{aligned} \right\} (22)$$

Ecuațiile (22) conduc la circuitul electric de simulare arătat în fig. 3. Ieșirea amplificatorului 4 simulează funcția $F(t)$ arătată în figura 2. Un potențial u_4 a fost ales arbitrar să corespundă lui 3,95, la $t = t_0$. Timpul t_0 cerut pentru ieșirea

amplificatorului 4, pentru a ajunge la u_4 , depinde de tensiunea

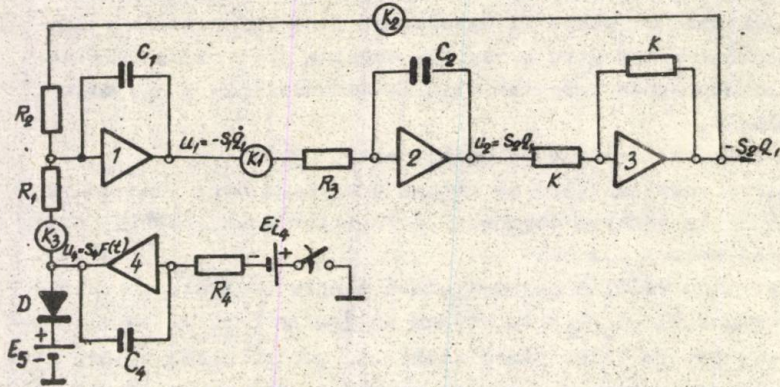


Fig.3 Circuitul electric de simulare
a coordonatei q .

constantă E_5 (în cazul de față 50 V) și de constanta de timp $R_4 C_4$. Dioda D este polarizată astfel încât amplificatorul 4 este blocat la potențialul lui $E_5 = 50$ V, la $t = t_0$. Pentru R_4, C_4 alese corespunzător, intrarea E_{i4} are valorile corespunzătoare figurii 2 (cu $E_{i4} = 50$ V, $S_4 = 50/3,95$).

Valorile potențiometrelor de scară k_1, k_2 și valorile R-C aferente amplificatorilor 1 și 2 au fost determinate alegând anterior factorii de scară $S_1 = 1000$ V/(cm/s) și $S_2 = 500$ V/cm.

Pînă cînd săgețile dinamice cresc la valorile maxime acești factori de scară au fost determinați ținînd seama că $t_0 = 0$, în așa fel încît ecuația (21) se reduce la

$$\ddot{q}_1 + 39,5 \dot{q}_1 = 3,95, \quad (23)$$

avînd soluția

$$q_1 = 0,1(1 - \cos p_1 t) \quad (24)$$

și deci

iar

$$q_{1max} = 0,2,$$

$$\dot{q}_{1max} = 0,1 p_1 = 0,1 \cdot 6,28 = 0,628.$$

Folosirea acestor valori rezultă din factorii de scară dați.

Soluțiile calculatorului analogic pentru q_1 sînt arătate în figura 4 și au fost determinate pentru valorile lui E_{i4} date în tabelul 1.

Factorii dinamici ψ care fac legătura între deformațiile dinamice și cele statice pentru o valoare aleasă t_0/T_1 sînt ușor de determinat din soluțiile prezentate (fig.4) și se poate astfel trasa o funcție $\psi = \psi(t_0/T_1)$ (fig.5).

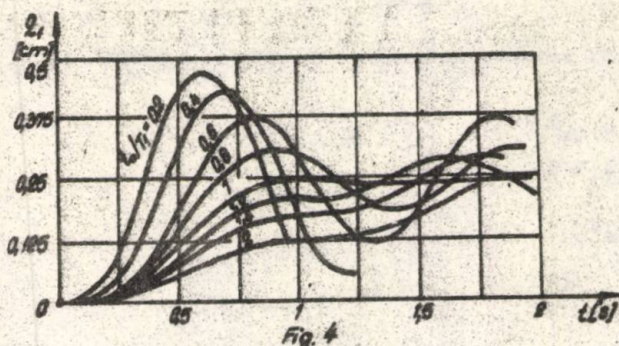
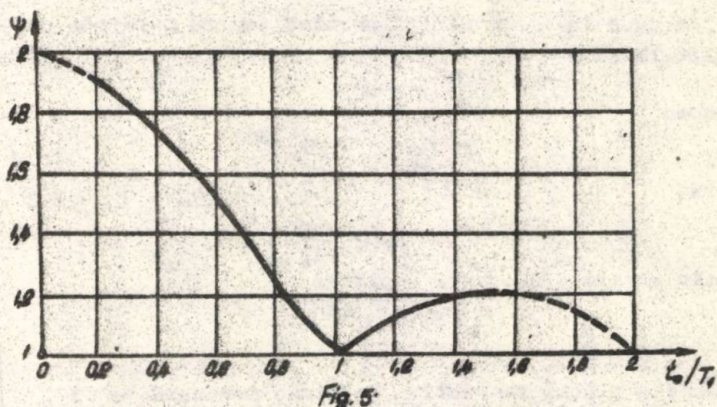


Table No. 1

z_0/T_1	E_{10}
0.2	-100
0.4	-50
0.6	-33.3
0.8	-25
1.0	-20
1.2	-16.7
1.4	-14.3
2.0	-10



Funcția $\psi = \psi(t_0/T_1)$ ilustrează efectul sarcinilor dinamice aplicate pe o structură elastică. Se vede că aplicarea instantanee a sarcinii când t_0/T_1 tinde la zero conduce la un factor dinamic $\psi = 2$. Apoi pe măsură ce t_0/T_1 crește spre valoarea 1, factorul dinamic scade astfel, că atunci când timpul de creștere al sarcinii t_0 devine egal cu perioada fundamentală a structurii T_1 , factorul dinamic să atingă valoarea 1, după care crește din nou pînă la aproximativ 1,25, după care la $t_0/T_1 = 2$ să atingă din nou valoarea 1. Deci în cazul când timpul de creștere al sarcinii este egal sau este dublul perioadei fundamentale proprii a structurii elastice aceasta se comportă la sarcina dinamică ca și cum aceasta s-ar aplica static.

În continuare se va exemplifica modul de utilizare al rezultatelor mai sus arătate în scopul determinării grosimii necesare unei plăci de oțel în așa fel ca săgeata dinamică să nu fie mai mare decît de 1,6 ori săgeata statică.

Dimensiunile și caracteristicile mecanice ale plăcii sînt :

$$\begin{aligned} l &= 50 \text{ cm}; \\ \gamma &= 7,85 \text{ daN/dm}^3; \\ E_1 &= 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2; \\ \mu &= 0,33; \\ g &= 981 \text{ cm/s}^2; \\ 0,01 &\leq t_0 \leq \infty; \\ h &= ? \end{aligned}$$

Din figura 5 se vede că pentru $\psi = 1,6$ raportul $t_0/T_1 = 0,5$, de unde valoarea minimă permisă pentru perioada proprie fundamentală este

$$T_1 = \frac{0,01}{0,5} = 0,02 \text{ s}$$

De asemenea

$$p_1^2 = \frac{D \pi^4 q}{\gamma h \cdot l^4} = \left(\frac{2\pi}{T_1} \right)^2,$$

din care

$$\frac{E h^3 \pi^4 q}{12(1-\mu^2) \gamma h l^4} = \left(\frac{2\pi}{T_1} \right)^2,$$

respectiv grosimea necesară a plăcii

$$h = \frac{l^2}{\pi T_1} \sqrt{\frac{3(1-\mu^2) \gamma}{E g}} \quad (25)$$

și cu datele plăcii respective grosimea necesară va fi :

$$h = \frac{50^2}{\pi \cdot 0,02} \sqrt{\frac{3(1-0,33^2) 7,85 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 981}} = 0,13 \text{ cm}.$$

BIBLIOGRAFIE

- [1] BUZDUGAN, Gh., FETCU, L., RADES, M. - Vibrațiile sistemelor mecanice, Editura Academiei R.S.R., București, 1975.
- [2] BUZDUGAN, Gh., FETCU, L., RADES, M. - Vibrații mecanice. Editura didactică și pedagogică, București, 1979.
- [3] DEUTSCH, I. - Rezistența materialelor. Editura didactică și pedagogică, București, 1976.
- [4] IORDACHE, P., ROSCA, I. - Calculul influenței gradului de amortizare asupra vibrațiilor mecanice, prin metodă analogică, în cazul cîrcanelor de matrițat, Sesiunea C.I.T. Brașov, 1979.
- [5] NOWACKI, W. - Dinamica sistemelor elastice. Editura Tehnică, București, 1969.
- [6] OURMAEV, A. - Éléments de simulation sur calculateurs analogiques, Editions Mir, Moscou, 1978.

IORDACHE, P., ROSCA, I.

MODELAREA ANALOGICA A RASPUNSULUI DINAMIC AL UNEI
PLACI DREPTUNGHIIULARE SUBTIRI

Rezumat

Lucrarea prezintă ecuațiile diferențiale de răspuns dinamic al unei plăci dreptunghiulare încărcată cu o sarcină variabilă și modelul lor analogic. Rezultatele obținute sînt folosite în continuare pentru studiul variației factorului dinamic ψ , și dimensionarea unei plăci dreptunghiulare pentru o anumită valoare a acestuia.

ANALOGICAL MODEL OF THE DYNAMIC RESPONSE OF A
THIN RECTANGULAR PLATE

Abstract

The article presents the differential equations of the dynamic response of a rectangular plate loaded with a variable charge and their analogical model.

The results are used further for the study of the variation of the dynamic factor ψ and for the dimensioning of a rectangular plate considering a certain value of ψ .

THE HISTORY OF THE UNITED STATES

FROM 1776 TO 1876

1876

The history of the United States from 1776 to 1876 is a story of the growth of a great nation. It is a story of the struggle for freedom and independence, of the fight for the rights of the people, and of the development of a government of the people, by the people, and for the people. It is a story of the great men and women who have shaped the destiny of this country, and of the great events that have marked its progress. It is a story of the triumph of the American spirit, and of the realization of the American dream.

THE HISTORY OF THE UNITED STATES

FROM 1776 TO 1876

1876

The history of the United States from 1776 to 1876 is a story of the growth of a great nation. It is a story of the struggle for freedom and independence, of the fight for the rights of the people, and of the development of a government of the people, by the people, and for the people. It is a story of the great men and women who have shaped the destiny of this country, and of the great events that have marked its progress. It is a story of the triumph of the American spirit, and of the realization of the American dream.

INFLUENȚA CALITĂȚII METALULUI ASUPRA REZISTENȚEI LA OBOSEALA

Ing. Traian Bolfă, asistent la Universitatea
din Brașov.

Oboseala materialelor este unul din fenomenele care tind din ce în ce mai mult să devină principalul criteriu în alegerea materialelor și în dimensionarea pieselor și ansamblurilor. Rezistența unui material la o solicitare de un anumit gen este strins legată atât de repartitia tensiunilor în secțiunile cele mai sollicitate, deci de mărimea și forma acestor secțiuni, cât și de structura cristalină a materialului, care la rândul său se modifică în timp. Schimbarea unora din proprietățile metalului, în timpul încercărilor la oboseală prin solicitări alternante, este cercetată ca o consecință a modificărilor ce intervin în rețeaua cristalină, dovedind natura fizică a fenomenului. Localizarea procesului de deformare plastică într-un volum mic de cristale, în cazul solicitărilor ciclice și nu extinderea sa asupra majorității cristalelor ca în cazul solicitării statice, deosebește radical fenomenologic solicitările variabile în timp, de cele statice.

Cauzele imprăștierei durabilității față de curba Wöhler pot fi exterioare sau provocate însuși de material. În primul caz ele se datoresc, în principal, unor solicitări adiționale (fixarea epruvetelor, precizia sarcinii) precum și a unui insuficient control la confecționarea epruvetelor, a dimensiunilor și a formei acestora. În al doilea caz, cauza provine din operația de elaborare, din operația de deformare (structura) a materialului, precum și din natura și repartitia neomogenităților.

În laboratorul de rezistență al Universității, încercările s-au efectuat pe o mașină pentru determinarea rezistenței la oboseală prin încovoiere rotativă alternant-simetrică cu patru posturi de lucru.

Epruvetele s-au confecționat în două variante constructive:
1) din eșantioane prelevate direct din bare pătrate. Înainte de a se confecționa epruvetele, eșantioanele au fost supuse tratamentu-

lui termic;

2) din egantioane prelevate din bara pătrată, care în prealabil s-a forjat, aplicându-i-se apoi tratamentul termic.

Epruvetele au fost supuse unor tratamente termice după cum urmează:

- a) - Normalizare la $870 \pm 10^{\circ}\text{C}$, cu răcire în aer;
- b) - Normalizare la $870 \pm 10^{\circ}\text{C}$, urmată de o îmbunătățire și călire la $830 \pm 10^{\circ}\text{C}$, cu răcire în apă sau ulei, apoi revenire la $570 \pm 5^{\circ}\text{C}$, cu răcire în aer.

Au fost încercate un număr total de 186 epruvete, din care 151 au fost supuse la tratamente termice de tip a) iar 35 la tratamente termice de tip b).

Transformările microstructurale în condițiile solicitărilor variabile.

Sub acțiunea încărcărilor repetate, metalele se distrug într-un mod cu totul diferit de acela datorat suprasarcinilor aplicate static. Distrugerea prin oboseală se produce la un nivel mai coborât al tensiunilor și numai după un număr de repetări a încărcării.

Ruperea prin oboseală antrenează modificări într-un volum mai mare de material față de ruperea sub sarcină statică. Formarea fisurilor și amorsarea ruperii au loc totuși în anumite locuri izolate. Aceasta dovedește că au loc schimbări de proprietăți datorită modificării stării cristaline a materialului.

Distrugerea prin oboseală se compune din următoarele faze:

- a) ecruișarea prin deformări repetate;
- b) nucleația fisurilor;
- c) propagarea fisurii până la stadiul ruperii.

La epruvetele metalice supuse la solicitări variabile în timp și repetate, procesele de alunecare și fisurile pernează de la suprafață. Este explicabil deci că rolul proprietăților fizice-mecanice ale stratului apropiat de suprafață este de o importanță însemnată, deoarece prin procedeele de prelucrare mecanică, termică și chimică se schimbă proprietatea acestor straturi.

Influența compoziției chimice asupra rezistenței la oboseală.

O latură importantă a evoluției microstructurii o constituie modificările cristalografice și chimice ale carburilor. Dependența dintre structura metalografică a materialului și rezistența sa la oboseală este demonstrată de structura grafitului. Astfel rezistența

maximă la oboseală a fontelor se realizează în cazul fontelor cu grafit nodular. Pe locul doi se situează fontele cu grafit sub formă de fulgi. cea mai scăzută rezistență la oboseală o au fontele cu grafit lamelar. Acest lucru este explicabil prin faptul că particulele de grafit din structura fontei pot fi considerate ca impurități nemetalice care creează goluri sau creștături.

Proprietățile mecanice sînt dependente de compoziția chimică a materialului. Cel mai important element care poate modifica esențial calitatea metalelor este carbonul. Creșterea conținutului de carbon de la 0,13% la 0,37% conduce la o mărire a valorii caracteristicilor de oboseală cu 20-30%. De asemenea creșterea gradului de aliere, la același conținut de carbon (fără a ieși din grupa structurală de oțel), conduce la o creștere substanțială a caracteristicilor de oboseală. Titanul și aliajele sale sînt materiale ideale pentru executarea pieselor destinate exploatării în condiții de solicitări variabile, chiar în condiții neprielnice privind mediul și temperaturile ambiante. Fosforul pînă la un conținut de 0,4% are o influență pozitivă asupra comportării la oboseală. Elementele de aliere ca : molibdenul, cromul, vanadiul și wolframul măresc rezistența la oboseală a oțelurilor în special a celor în stare îmbunătățită. Prin desoxidare realizată cu aluminiu, siliciu, magneziu, titan, oțelul obține o structură primară fină, precum și o puritate corespunzătoare. De asemenea oțelurile cu mangan între 0,72 - 0,93% au rezistat mult mai bine la oboseală decît cele livrate cu mangan între 0,65-0,83% majoritatea la limita inferioară. Oțelul austenitic aliat cu crom, nichel, molibden, prezintă o sensibilitate scăzută față de concentratorii de tensiune.

Deci influența elementelor de aliere asupra rezistenței la oboseală este aceeași ca și asupra rezistenței la întindere și a durității. La oțelurile nealiate normalizate rezistența la întindere, limita de curgere și rezistența la oboseală cresc cu creșterea conținutului de carbon pînă la trecerea din domeniul subeutectoid în cel supraeutectoid, peste această limită cifrele de rezistență scad din nou.

Analiza micrografică.

Analiza micrografică a oțelurilor carbonitrate pentru aprecierea comportării la oboseală nu se poate măsura numai la latura calitativă. Este necesară determinarea mărimii reale a granulației austenitice. Stratul superficial cementat sau carbonitrat este susceptibil de fisurare la oțelurile cu grăunte grosolan. Se recomandă

o dublă călire pentru finisarea grăunților. Pe de altă parte grăunțele grosolan face să apară tendința de fragilizare care se combate prin utilizarea oțelurilor aliate. La oțeluri se constată o scădere a rezistenței la oboseală cu creșterea mărimii grăunțelului austenitic.

Dacă de exemplu unele epruvete luate dintr-un material prezintă o structură fin grăunțoasă, iar altele o structură mixtă fin grosieră, pot apare diferențe de durabilitate foarte mari.

Incluziuni și neomogenități.

Influența neomogenităților cauzate de prezența zgurei, oxizilor, sulfurilor, depinde mai mult de forma și distribuția lor decât de mărimea lor. Ca o măsură a mărimii incluziunii se folosește diametrul geometric mediu. Longevitatea la solicitări de oboseală crește cu descreșterea diametrului incluziunilor. Influența negativă a separărilor de ferită, precum și cea a sumei incluziunilor de punctaj 5 și peste 5 este arătată în microfoto fig.1 și fig.2.



Fig. 1

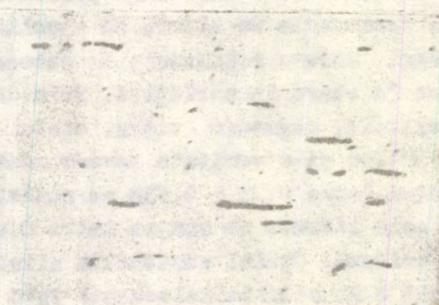


Fig. 2

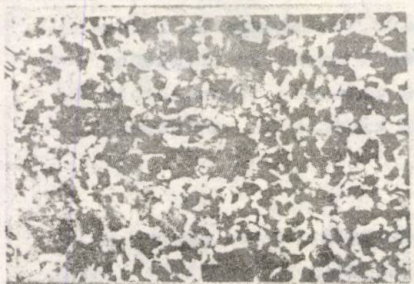


Fig. 3



Fig. 4

Comparând aceste rezultate metalografice cu cele obținute pe epruvete din aceeași garză, dar care nu s-au rupt pînă la 10^7 cicluri, s-a constatat că cele care au rezistat prezentau structuri mai fine, perlita fin repartizată la limita grăunților, iar incluziunile nu depășesc punctajul 3 (vezi microfote fig.3 și fig.4).

Comparîndu-se în continuare rezultatele acestei garze cu microstructurile determinate pe epruvete din alte garze, care au rezistat la 10^7 cicluri, se confirmă concluzia că epruvetele care au rezistat la o valoare mai mare a rezistenței la oboseală prezintă o structură ferito-perlitică corespunzătoare unui tratament de normalizare, iar suma incluziunilor nemetalice de punctaj 4 sau 3.

Incluziunile nemetalice provoacă deci o micșorare a rezistenței metalelor la solicitări ciclice. Gradul de micșorare depinde de felul, mărimea și forma incluziunilor, precum și de poziția acestora în material.

Tratamentul termic.

Tratamentul termic constă din încălzirea la o temperatură foarte înaltă pentru a se forma constituenți greu solubili, urmată de o răcire. Apoi se repetă încălzirea pînă la temperatura la care faza dizolvată rămîne fin dispersată.

Ceea ce caracterizează comportarea la oboseală a oțelurilor carbonitrate, ca de altfel în cazul tuturor oțelurilor de cimentare, este transformarea austenitei. Această transformare determină structurile și toate caracteristicile mecanice obținute la oțelurile din categoria respectivă ca urmare a tratamentelor termice aplicate. Omogenitatea chimică și cea dimensională a rețelelor austenitice garantează obținerea unor limite înalte ale rezistențelor la oboseală a oțelurilor. Obținerea unei structuri austenitice cît mai omogenă este o problemă care ține de tratamentul termic. Chiar în cazul în care austenita obținută prezintă unele neomogenități acest aspect se poate considera ca nefiind defavorabil, cu condiția ca ea să se mențină în limitele neomogenității intercristaline. Locurile de contact martensită - austenită reprezintă punctele cele mai periculoase în ceea ce privește acțiunea ciclurilor de oboseală.

Considerarea tratamentelor superficiale drept factori esențiali în comportarea la oboseală se bazează pe constatarea că, în majoritatea cazurilor, distrugerile prin oboseală pornesc de la suprafața pieselor solicitate. Tratamentele termice pot acționa asupra stratului superficial prin :

- crearea unor eforturi de compresiune ;
- formarea unui nou material la suprafață ;
- blocarea planurilor de alunecare ale cristalelor de la suprafață.

Rezistența la oboseală a fost îmbunătățită pentru o varietate de oțeluri când tratamentul termic aplicat a produs o răcire relativ rapidă, deci un mediu de călire dispersat fin.

Probele îmbunătățite în ulei prezintă față de starea normalizată o creștere a rezistențelor la oboseală. Deci prin trecerea de la starea normalizată la starea îmbunătățită, rezistența la oboseală prezintă o creștere de aproximativ 9 daN/mm^2 , explicabilă prin modificările structurale specifice tratamentului aplicat.

Influența temperaturii și a condițiilor de mediu.

Rezistența la oboseală este, pentru anumite oțeluri, mai mare pentru temperaturi în jur de $300-350^\circ\text{C}$, decît la temperatura mediului ambiant, pentru ca o dată cu creșterea temperaturii peste 350°C să scadă apreciabil. Modul de variație a valorii rezistenței la oboseală trebuie corelat cu tipul oțelului.

Condițiile speciale de temperatură și starea de agresivitate, umiditate, depresiune, ale mediului ambiant modifică substanțial caracteristicile de oboseală ale diferitelor oțeluri, iar pe de altă parte comportarea acestora la oboseală în diferite condiții de mediu și temperatură este diferită.

BIBLIOGRAFIA

- [1] BUZDUGAN, Gh. Calculul de rezistență la sollicitări variabile. Editura Tehnică, București, 1963.
- [2] BUZDUGAN, Gh., PETCU, L., RADES, M. Probleme actuale ale calculului la oboseală în rezistența materialelor. Institutul Central de Documentare Tehnică, București, 1972.
- [3] DEUTSCH, I. Rezistența materialelor. Editura didactică și pedagogică, București, 1979.
- [4] FORREST, P.G. Fatigue of Metals. Pergamon Press, Oxford, London, New York, Paris; 1962.
- [5] HEMPEL, M. Cercetări cu privire la rezistența la oboseală a oțelurilor. In : Studii și cercetări metalurgice nr.2, 1966.
- [6] NADĂSAN, St., HOROVITZ, B., BERBATH, A., SAFTA, V., Oboseala metalelor. Editura Tehnică, București, 1962.

BOLFA, T.

INFLUENȚA CALITĂȚII METALULUI ASUPRA REZISTENȚEI
LA OBOSEALĂ

Rezumat

În introducere se arată importanța rezistenței la oboseală în alegerea materialelor și în dimensionarea pieselor.

În continuare se prezintă transformările microstructurale în condițiile solicitărilor variabile. Încercînd un număr însemnat de epruvete la oboseală s-au tras concluzii cu privire la influența compoziției chimice asupra rezistenței la oboseală, cu privire la modificările ce survin privind analiza micrografică. De asemenea s-a urmărit influența incluziunilor și neomogenităților, a tratamentelor termice aplicate, precum și influența temperaturii și a condițiilor de mediu asupra modificării rezistenței la oboseală.

INFLUENCE OF METAL QUALITY ON FATIGUE STRENGTH

Summary

In the introduction it is shown how important fatigue strength is in selecting materials as well as in dimensioning work pieces.

The paper then presents the microstructural modifications occurring as a result of alternating loads. Subjecting quite a number of specimens to fatigue tests, conclusions have been drawn as to the influence of chemical composition on fatigue strength and the modifications occurring in terms of micrographic analysis. Likewise, the influence of treatments applied as well as that of temperature and environment on altering fatigue strength has also been subject to permanent observation.

THE HISTORY OF THE UNITED STATES

1776

1777

The first of the American Revolution was the Declaration of Independence, which was adopted by the Continental Congress on July 4, 1776. This document declared the thirteen colonies to be free and independent states, no longer under British rule. The second major event was the Battle of the Clouds, which took place on September 26, 1777, near the town of Clouds, New York. This battle was a tactical draw, but it was significant because it was the first time that the British and the Americans fought a battle in which the British were defeated. The third major event was the Battle of the Clouds, which took place on September 26, 1777, near the town of Clouds, New York. This battle was a tactical draw, but it was significant because it was the first time that the British and the Americans fought a battle in which the British were defeated.

THE HISTORY OF THE UNITED STATES

1778

The second of the American Revolution was the Battle of the Clouds, which took place on September 26, 1777, near the town of Clouds, New York. This battle was a tactical draw, but it was significant because it was the first time that the British and the Americans fought a battle in which the British were defeated. The third major event was the Battle of the Clouds, which took place on September 26, 1777, near the town of Clouds, New York. This battle was a tactical draw, but it was significant because it was the first time that the British and the Americans fought a battle in which the British were defeated. The fourth major event was the Battle of the Clouds, which took place on September 26, 1777, near the town of Clouds, New York. This battle was a tactical draw, but it was significant because it was the first time that the British and the Americans fought a battle in which the British were defeated.

PARTICULARITATI STRUCTURALE ALE CUPELOR CINEMATICE

Ing. Diaconescu D., șef de lucrări la Universitatea din Brașov,
dr. ing. Dudiță Fl., profesor la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

În general, studiul structural al mecanismelor se limitează la studiul mișcărilor, neglijându-se, de regulă, studiul forțelor.

Ca urmare, sinteza structurală conduce la mecanisme care transmit determinat mișcarea (și, implicit, puterea), dar care, de cele mai multe ori, sînt nedeterminate static.

În tehnică sînt necesare însă mecanisme care să asigure, pe lângă transmiterea determinată a puterii, fiabilități maxime cu precizii de execuție reduse; în premisa elementelor rigide, aceste deziderate impun ca mecanismele să fie și static determinate.

Prin urmare, în studiul structural trebuie considerată atât de -terminabilitatea mișcărilor cît și a forțelor; în consecință, obiectivul de bază al structurii mecanismelor devine determinabilitatea dinamică (cinematică + statică) a mecanismelor.

În conformitate cu acest obiectiv, în continuare sînt studiate cîteva particularități cinematice și statice ale cuplelor cinematice.

2. Grad de mobilitate (f) și grad de restrictivitate (c)

Cupla cinematică este un sistem tehnic format din două elemente (1 și 0) aflate în contact direct și mobil, contact caracterizat (în spațiul general) prin $1 \leq c \leq 5$ legături mecanice (constrîngerii).

În modelul fundamental al mecanismului se adoptă cuplele bilaterale, ideale (fără frecare cinetică), scleronome și olonome [2].

Gradul de restrictivitate al cuplei (c) este exprimat de numărul ecuațiilor de legătură, independente, impuse mișcărilor dintre elementele 1 și 0 ($1 \leq c \leq 5$); deci c exprimă numărul mișcărilor dependente ale elementului 1 față de 0.

În conformitate cu axioma eliberării de legături, fiecărei legături -deci fiecărei mișcări relative dependente- îi corespunde o forță de legătură (reacțiune) independentă; deci, static, c exprimă numărul reacțiunilor independente dintre elementele 1 și 0.

Gradul de mobilitate al cuplei (f) este exprimat de numărul miș-

cărilor relative independente posibile ($5 \geq f \geq 1$); static, ținând seama de axioma eliberării de legături, f exprimă numărul reacțiunilor dependente dintre elementele cuplei.

Așa, de exemplu, în cazul cuplei cilindrice (tab.2,b) se obține: $f=2(\underline{v}_x, \underline{v}_y, \underline{v}_z, \underline{\omega}_x, \underline{\omega}_y, \underline{\omega}_z)=2(\underline{v}_z, \underline{\omega}_z)$ și $c=4(P_x, P_y, P_z, M_x, M_y, M_z)=4(P_x, P_y, M_x, M_y)$; componentele subliniate în torsorii vitezelor și reacțiunilor sînt nule (deci dependente), iar cele nesubliniate sînt independente. Atunci cînd este necesar, prin gradul de mobilitate sau de restrictivitate nu se va înțelege numai numărul mărimilor ci și natura lor, mărimi care se explicitază în paranteze.

Interpretarea duală (cinematică și statică) a mărimilor c și f este exprimată analitic de axioma legăturilor ideale; în conformitate cu această axiomă, puterea mecanică (virtuală) a reacțiunilor unei cuple este nulă:

$$P_x \cdot v_x + P_y \cdot v_y + P_z \cdot v_z + M_x \cdot \omega_x + M_y \cdot \omega_y + M_z \cdot \omega_z = 0. \quad (1)$$

În baza acestei corelații, mișcările relative și reacțiunile din cuple sînt numite -reciproce între ele.

Precizare. Cunoscînd mișcările relative dependente și independente dintr-o cuplă, pe baza rel.(1) pot fi stabilite reacțiunile dependente și independente ale cuplei; în acest scop, rel.(1) se scrie în "forma redusă", formă în care fiecare termen trebuie să fie nul.

Așa, de exemplu, în cazul cuplei elicoidale (tab.2,e) rezultă:

$$\begin{aligned} P_x \cdot 0 + P_y \cdot 0 + P_z \cdot (\omega_z \cdot p/2\pi) + M_x \cdot 0 + M_y \cdot 0 + M_z \cdot \omega_z &= 0 \Rightarrow \\ P_x \cdot 0 + P_y \cdot 0 + M_x \cdot 0 + M_y \cdot 0 + (M_z + P_z \cdot p/2\pi) &= 0 \Rightarrow \\ P_x \in R, P_y \in R, M_x \in R, M_y \in R, M_z = -P_z \cdot p/2\pi, P_z \in R, & \end{aligned} \quad (2)$$

unde R este mulțimea numerelor reale.

Analog, cunoscînd reacțiunile, pot fi stabilite mișcările.

În termenii specifici teoriei șuruburilor, într-o cuplă, cele f mișcări independente sînt exprimate analitic prin f șuruburi cinematice independente, legate în serie, iar cele $c=6-f$ reacțiuni independente -prin c șuruburi statice independente, legate în paralel [1], [2].

În consecință, f exprimă, de fapt, rangul configurației axelor instantanee de rotație (a.i.r.) ale șuruburilor cinematice ale mișcărilor relative instantanee ale elementelor cuplei, iar c exprimă rangul configurației axelor centrale (a.c.) ale șuruburilor statice, definite de forțele de legătură dintre elementele cuplei; evident, cele două configurații (mulțimi) de șuruburi sînt reciproce între ele [1], [2].

În tab.1 și 2 sînt sistematizate cîteva cuple cu largă utilizare și, alăturat, interpretarea duală (cinematică și statică) a gradului de mobilitate (f) și a gradului de restrictivitate (c).

3. Determinabilitatea statică a cuplelor cinematice

Din analiza unei cuple pentamobile (cu $f=5$)-v. tab.1, a și b- rezultă o proprietate importantă:

Cupla este caracterizată prin contactul punctiform a două suprafețe regulate (tab.1, a și b); cinematic este caracterizată prin $f=5$ mișcări independente și o mișcare nulă ($c=1$)- $v_x=0$, iar static, prin $c=1$ reacțiuni independente ($P_x \in R$) și $f=5$ reacțiuni nule.

Rezultă, deci, că un contact punctiform între două suprafețe regulate definește, static, o forță independentă al cărei suport coincide cu normala comună a celor două suprafețe, și reciproc.

După cum s-a precizat, o cuplă, cu gradul de restrictivitate c , este caracterizată prin c reacțiuni independente care formează (prin compunere) o mulțime de de guburi statice de rang c ; axele centrale ale guburilor acestei mulțimi definesc a.c. ale tuturor reacțiunilor posibile, reciproc cu mișcările relative ale elementelor cuplei.

În sinteza unei cuple, sint materializate, de regulă, o submulțime de rang c , formată din $r \geq c$ axe centrale.

Generalizând proprietatea stabilită pe baza cuplei pentamobile, rezultă că sinteza unei cuple poate fi realizată impunând elementelor cuplei un contact -de rang c - în $r \geq c$ puncte (contactul are rangul c dacă a.c., materializate prin cele r normale comune, formează o configurație de rang c).

După cum se știe, într-o cuplă pot fi determinate -din condiția echilibrului cinetostatic- $c=6-f$ reacțiuni; ținând seama că fiecare punct de contact este caracterizat printr-o reacțiune-forță de modul necunoscut, rezultă că într-o cuplă cu r puncte de contact apare o nedeterminare statică de grad $r-c$.

Din motive de rezistență, în multe situații practice se preferă contactul pe suprafață, deci contactul în $r=\infty$ puncte; într-un astfel de caz, cupla are gradul de nedeterminare statică $r-c=\infty -c=\infty$.

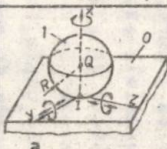
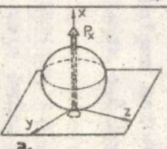
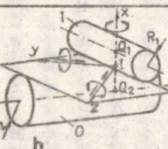
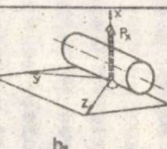
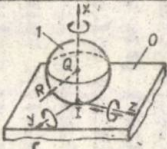
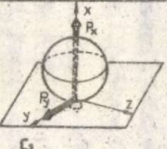
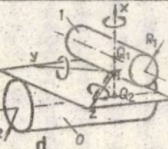
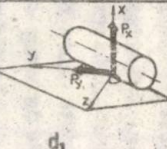
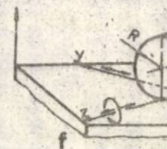
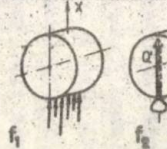
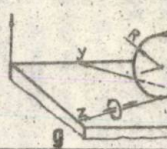
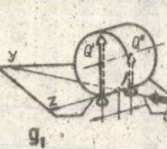
În calcule, pentru eludarea nedeterminării statice, cupla reală poate fi aproximată printr-o cuplă cu $r=c$ puncte de contact.

Așa, de exemplu, în cazul cuplei sferice (tab.2, a) contactul dintre elemente se realizează după o suprafață sferică; ca urmare, axele centrale ale reacțiunilor sint materializate prin normalele suprafeței sferice. Deoarece contactul are loc într-o infinitate de puncte (tab.2, a₂), cupla reală este nedeterminată static: $r-c=\infty -3=\infty$.

Pentru eludarea nedeterminării statice, în calcule, cupla reală poate fi înlocuită printr-o cuplă sferică cu trei puncte de contact necoplanare (tab.2, a₃); în acest caz, cupla este determinată static, fiind caracterizată prin $c=3$ necunoscute definite de modulele celor trei reacțiuni-forță.

ANALIZA CALITATIVĂ COMPARATĂ ȘI SISTEMATIZAREA LEGĂTURILOR ÎN CUPLELE SUPERIOARE

Tabelul 1

Analiza calitativă geometrico - cinematică a cuplei			Analiza calitativă a forțelor de legătură din cuplă		Observații
Modelul geometrico - cinematic al cuplei superioare	Premize	Expresile legăturilor în forma geometrică cinematică	Modele ale forțelor de legătură din cuple	Expresile statice ale legăturilor	
 a	Forțele de frecare sînt neglijabile în raport cu celelalte forțe	a) $\vec{QI} = R \iff v_{Ix} = 0$ b) $\vec{QI} = R_1 + R_2 \iff v_{Ix} = 0$ (c=1)	 a1	$R_x \in R$ $R_y = 0$ $R_z = 0$ $M_x = 0$ $M_y = 0$ $M_z = 0$	Cuplele sînt olonome; particularitățile precizate sînt, în principiu, valabile pentru toate cuplele superioare cu contact punctiform.
 b			 b1		
 c	Elementul 1 se rostogolește fără alunecare după axa instanțanee Y (după această axă, aderența asigură preluarea reacțiunii R_y).	c) $\vec{QI} = R \iff v_{Ix} = 0$ $\iff v_{Iy} = 0$ d) $\vec{QI} = R_1 + R_2 \iff v_{Ix} = 0$ $\iff v_{Iy} = 0$ (c=2)	 c1	$R_x \in R$ $R_y \in R$ $R_z = 0$ $M_x = 0$ $M_y = 0$ $M_z = 0$	Cuplele sînt neolome; particularitățile stabilite sînt, în principiu, valabile pentru toate cuplele superioare cu contact punctiform.
 d			 d1		
 e	Elementul 1 se rostogolește fără alunecare pe planul O (aderența asigură preluarea reacțiunilor $R_y = R_z$).	$\vec{QI} = R \iff v_{Ix} = 0$ $\iff v_{Iy} = 0$ $\iff v_{Iz} = 0$ (c=3)	 e1	$R_x \in R$ $R_y \in R$ $R_z \in R$ $M_x = 0$ $M_y = 0$ $M_z = 0$	Cupla este neolomă. (Reacțiunile hașurate sînt asigurate de aderență).
 f	Forțele de frecare sînt neglijabile în raport cu celelalte forțe	$\vec{QI} = R \iff v_{Ix} = 0$ $\vec{R}_0 \cdot \vec{R} = 0 \iff \omega_y = 0$ (c=2)	 f1	$R_x \in R$ $M_y \in R$ $R_y = 0$ $R_z = 0$ $M_x = 0$ $M_z = 0$	Cupla este olonomă; particularitățile precizate sînt în principiu valabile pentru toate cuplele superioare cu contact linie.
 g	Elementul 1 se rostogolește fără alunecare după axa instanțanee Y.	$QI = R \iff v_{Ix} = 0$ $R_y = 0 \iff \omega_y = 0$ $\iff v_{Iy} = 0$ (c=3)	 g1	$R_x \in R$ $R_y \in R$ $M_y \in R$ $R_z = 0$ $M_x = 0$ $M_z = 0$	Cupla este neolomă; particularitățile precizate sînt în principiu valabile pentru toate cuplele superioare cu contact linie.

Componentele vitezelor și forțelor de legătură nesubliniate sînt independente, iar cele subliniate sînt dependente.

EXEMPLE TIPICE DE CUPLE INFERIOARE FOLOSITE IN TEHNICA

Tabela 2

Denumire	Analiza calitativă geometrico-cinematică a cuplei		Analiza calitativă a forțelor de legătură ale cuplei		
	Modelul geometrico-cinematic al cuplei	Expresia legăturilor în formă geometrică cinematică	Modelul static nedeterminat al forțelor de legătură din cuplă	Model static determinat al forțelor de legătură din cuplă	Expresia statică ale legăturilor
Cuplă sferică $n=3$ $f=3$ $C=5$ $L=5$ $f=3$ $C=5$ $L=5$		$x=0 \iff V_x=0$ $y=0 \iff V_y=0$ $z=0 \iff V_z=0$ $O(x, y, z) \iff \vec{V}_O(V_x, V_y, V_z)$ (Cuplă alonamă)			$R_1 \in R$ $R_2 \in R$ $R_3 \in R$ $(M_x=0)$ $(M_y=0)$ $(M_z=0)$
Cuplă cilindrică $n=2$ $f=2$ $C=4$ $L=4$ $f=2$ $C=4$ $L=4$		$x=0 \iff V_x=0$ $y=0 \iff V_y=0$ $\angle(T, R_1)=90^\circ \iff \omega_x=0$ $\angle(T, R_1)=90^\circ \iff \omega_y=0$ (Cuplă alonamă)			$R_1 \in R$ $R_2 \in R$ $M_x \in R$ $M_y \in R$ $(M_z=0)$
Cuplă de rotație $n=1$ $f=1$ $C=2$ $L=2$ $f=1$ $C=2$ $L=2$		$x=0 \iff V_x=0$ $y=0 \iff V_y=0$ $z=const. \iff V_z=0$ $\angle(T, R_1)=90^\circ \iff \omega_x=0$ $\angle(T, R_1)=90^\circ \iff \omega_y=0$ (Cuplă alonamă)			$R_1 \in R$ $R_2 \in R$ $R_2 \in R$ $M_x \in R$ $M_y \in R$ $(M_z=0)$
Cuplă de translație $n=2$ $f=2$ $C=4$ $L=4$ $f=2$ $C=4$ $L=4$		$x=0 \iff V_x=0$ $y=0 \iff V_y=0$ $\angle(T, R_1)=90^\circ \iff \omega_x=0$ $\angle(T, R_1)=90^\circ \iff \omega_y=0$ $\angle(T, R_1)=0^\circ \iff \omega_z=0$ (Cuplă alonamă)			$R_1 \in R$ $R_2 \in R$ $M_x \in R$ $M_y \in R$ $M_z \in R$ $(R_z=0)$
Cuplă elicoidală $n=2$ $f=2$ $C=4$ $L=4$ $f=2$ $C=4$ $L=4$		$x=0 \iff V_x=0$ $y=0 \iff V_y=0$ $z=\frac{p}{2\pi} \varphi \iff V_z=\frac{p}{2\pi} \omega_z$ $p=const.$ $\angle(T, R_1)=90^\circ \iff \omega_x=0$ $\angle(T, R_1)=90^\circ \iff \omega_y=0$ (Cuplă alonamă)			$R_1 \in R$ $R_2 \in R$ $R_2 \in R$ $M_x \in R$ $M_y \in R$ $(M_z=\frac{p}{2\pi} R_z)$

În sistematizarea cuplelor din tab.1 și 2 sînt reprezentate alăturat și modelele determinate static ale cuplelor analizate.

4. Spații complementare asociate cuplelor cinematice

Analiza cuplelor s-a efectuat în spațiul euclidian; în studiul tensorilor mișcărilor și forțelor, spațiul euclidian "funcționează" ca un spațiu cu 6 dimensiuni, numit spațiul general.

Datorită reciprocității dintre mișcări și forțe, cele 6 dimensiuni ale spațiului general pot fi descrise fie prin mișcări ($v_x, v_y, v_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z$), fie prin forțe ($P_x, P_y, P_z, M_x, M_y, M_z$).

În studiul mecanismelor este necesară frecvent descompunerea spațiului general în două (sub)spații complementare: un spațiu cu κ dimensiuni (denumit, în mecanisme, spațiul mișcărilor [3]) și spațiul complementar acestuia (denumit, în mecanisme, spațiul legăturilor [3]) cu $\sigma = 6 - \kappa$ dimensiuni.

În aceste cazuri, analiza unei cuple, în spațiul general, poate fi înlocuită - în anumite condiții - cu analiza cuplei în cele două spații complementare.

În consecință, o cuplă care în spațiul general este caracterizată prin mărimile f și c , în spațiul κ este caracterizată prin mărimile f_κ și $c_\kappa = \kappa - f_\kappa$, iar în spațiul σ - prin mărimile $f_\sigma = f - f_\kappa$ și $c_\sigma = \sigma - f_\sigma$; așa, de exemplu, în spațiile complementare $\kappa = 2$ (v_y, v_z) $\Leftrightarrow 2$ (P_y, P_z) și $\sigma = 4$ (P_x, M_x, M_y, M_z) $\Leftrightarrow 4$ ($v_x, \omega_x, \omega_y, \omega_z$), cupla cilindrică din tab.2, b este caracterizată prin mărimile $f_\kappa = 1$ (v_z) $\Leftrightarrow 1$ (P_z) și $c_\kappa = 1$ (v_y) $\Leftrightarrow 1$ (P_y) și, respectiv, $f_\sigma = 1$ (ω_z) $\Leftrightarrow 1$ (M_z); $c_\sigma = 3$ (P_x, M_x, M_y) $\Leftrightarrow 3$ (v_x, ω_x, ω_y).

Descompunerea spațiului general în două spații complementare corespunde descompunerii rel.(1) - în forma redusă -, în două sume parțiale nule, care descriu axioma legăturilor ideale în cele două spații complementare; așa, de exemplu, descompunerea spațiului general în spațiile complementare $\kappa = 4$ (v_x, v_y, v_z, ω_z) $\Leftrightarrow 4$ (P_x, P_y, P_z, M_z) și $\sigma = 2$ (ω_x, ω_y) $\Leftrightarrow 2$ (M_x, M_y), corespunde descompunerii sumei (2) - scrisă pentru cupla elicoidală (tab.2, e) - în sumele parțiale:

$$P_x \cdot 0 + P_y \cdot 0 + (M_z + P_z \cdot p/2\pi) \cdot \omega_z = 0 ; M_x \cdot 0 + M_y \cdot 0 = 0 .$$

Numărul posibilităților de descompunere ale rel.(1) - în forma redusă -, în două sume parțiale nule, coincide cu numărul perechilor de spații complementare în care poate fi efectuată analiza cuplei; astfel, rel.(2), care are 5 termeni, poate fi descompusă în două sume parțiale în $C_5^0 + C_5^1 + C_5^2$ variante ($< C_6^0 + C_6^1 + C_6^2 + C_6^3$ - cînd suma generală ar avea 6 termeni); există deci spații complementare în care analiza cuplei elicoidale nu poate avea loc, ca de exemplu:

$$\kappa = 2$$
 (v_y, v_z) $\Leftrightarrow 2$ (P_y, P_z) ; $\sigma = 4$ ($v_x, \omega_x, \omega_y, \omega_z$) $= 4$ (P_x, M_x, M_y, M_z).

Analiza cuplei elicoidale, în aceste spații complementare, nu este posibilă deoarece mișcările v_z și ω_z și, respectiv, forțele P_x și M_z nu se află în același spațiu.

În concluzie, analiza unei cuple, în spațiul general, poate fi înlocuită cu analiza cuplei în două spații complementare dacă, fiecare mișcare dependentă și mișcările independente de care aceasta depinde se află în același spațiu; rezultă, deci, că existența mișcărilor dependente-nenule reduce numărul spațiilor complementare în care poate fi efectuată analiza cuplei.

5. Concluzii

- Studiul structural al cuplelor cinematice are ca obiectiv studiul calitativ (abstracție făcînd de modul) al mișcărilor relative și al reacțiunilor din cuple.

- Structural, o cuplă cinematică este caracterizată prin gradul de mobilitate f sau gradul de restrictivitate c ; în interpretare duală -cinematică și statică- f exprimă numărul mișcărilor relative independente (deci, rangul configurației a.i.r. ale mișcărilor relative) și, respectiv, numărul reacțiunilor dependente, iar c exprimă numărul reacțiunilor independente (deci, rangul configurației a.c. ale reacțiunilor dintre elementele cuplei) și, respectiv, numărul mișcărilor dependente.

- O cuplă, cu gradul de restrictivitate c , este determinată static dacă elementele acesteia formează un contact de rang c , în $r-c$ puncte; în caz contrar, cupla este nedeterminată static cu gradul de nedeterminare $r-c$. Cuplele nedeterminate static se înlocuiesc, în calcule, cu modele determinate static (v. tab. 1 și 2).

- În studiul mecanismelor este necesar ca spațiul general să se descompună în două spații complementare [3]; analiza unei cuple în cele două spații complementare este posibilă dacă fiecare mișcare dependentă și mișcările independente de care aceasta depinde se află în același spațiu.

Aceste particularități ale cuplelor cinematice sînt utile în analiza și sinteza structurală a mecanismelor.

6. Bibliografie

[1] DIACONESCU, D. Teoria șuruburilor în sinteza structurală a lanțurilor cinematice ale mecanismelor, referat în vederea elaborării tezei de doctorat, Catedra de M.O.M. a Universității din Brașov, 1979.

[2] DUDITA, Fl. și DIACONESCU, D. Mecanisme, Universitatea din Brașov, 1981.

[3] DIACONESCU, D. și DUDITA, Fl. Grad de mobilitate și grad de staticitate la mecanismele monocontur, Bul. Simp. de mecanisme, Timișoara, 1980.

DIACONESCU, D. și DUDITA, FL.

PARTICULARITATI STRUCTURALE ALE CUPELOR CINEMATICE

Rezumat

În lucrare sînt analizate cîteva particularități structurale, ale cuplelor cinematice, utile în sinteza structurală a mecanismelor.

Se interpretează cinematic și static noțiunile de grad de mobilitate (f) și grad de restrictivitate (c) ale cuplei, se analizează determinabilitatea statică a cuplelor cinematice și se stabilesc condițiile în care este posibilă analiza unei cuple în spațiile complementare ale spațiului general (cu 6 dimensiuni).

DES PARTICULARITES STRUCTURELLES DES COUPLES CINEMATQUES

Resumé

Dans cette oeuvre on analyse quelque particularités structurales des couples cinématiques, particularités nécessaires dans synthese structurelle des mecanismes.

On interprete cinematiquement et statiquement les notions de grade de mobilité (f) et de grade de restrictivité (c) des couples cinématiques, on analyse la determinabilité statique des couples cinématiques et les conditions où il est possible l'analyse d'un couple cinématique dans l'espaces complementaires de l'espace général (avec 6 dimensions).

METODA NUMERICA PENTRU DETERMINAREA RAZEI MINIME LA
MECANISMELE PLANE CU CAMA, AVIND TACHET DE TRANSLATIE
CU ROLA

Dr. ing. Serban Bobancu, șef de lucrări
 la Universitatea din Brașov.

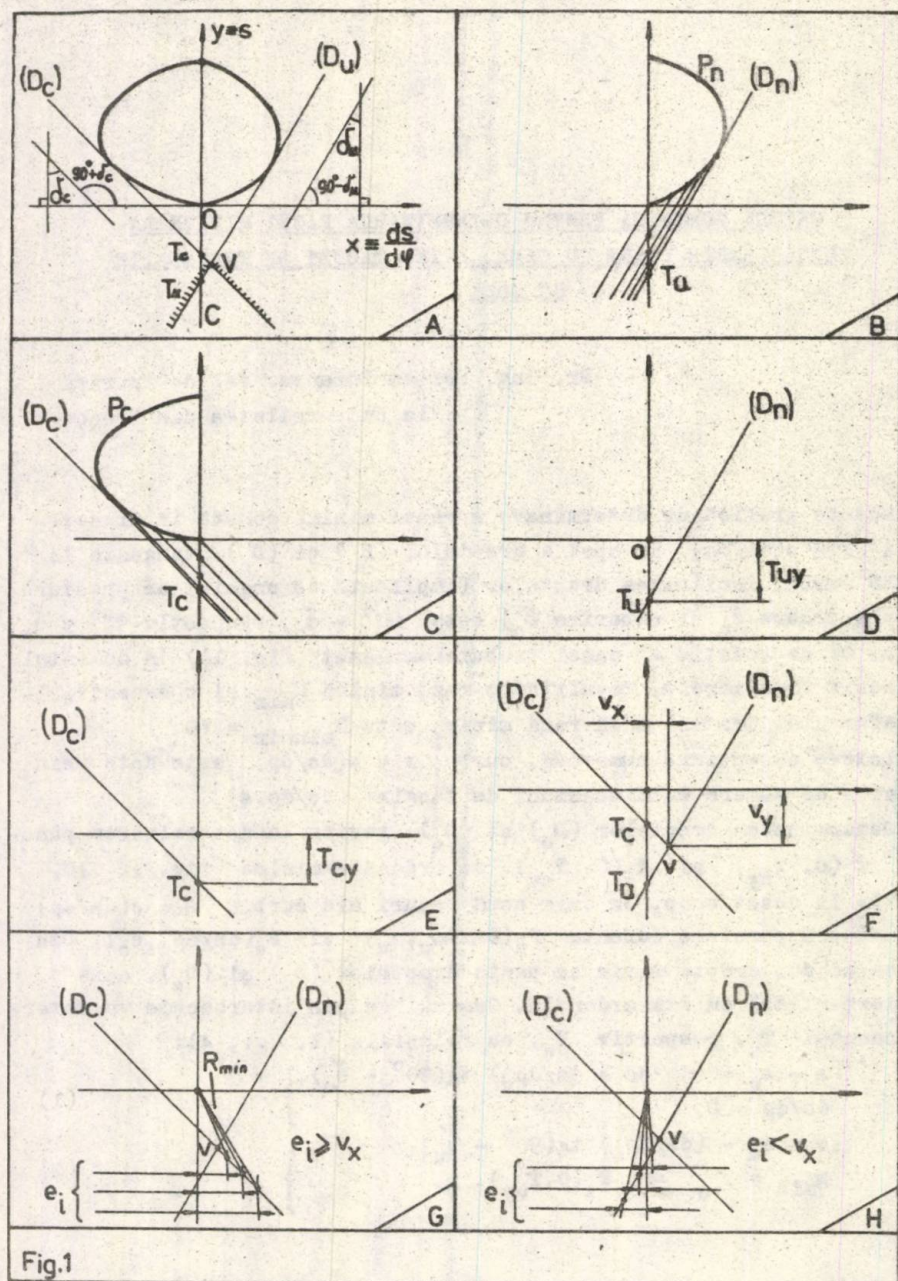
Metoda grafică de determinare a razei minime constă în trasarea curbei $s = s(ds/d\varphi)$ și apoi a dreptelor (D_u) și (D_c) , tangente la această curbă; înclinarea dreptelor (implicată de unghiul de presiune impus la urcare δ_u și coborîre δ_c) este $90^\circ - \delta_u$, respectiv $90^\circ + \delta_c$. Centrul O_1 de rotație al camei trebuie amplasat (fig. 1A) în domeniul C inclusiv frontierele, rezultînd o rază minimă $R_{\min}$ și o excentricitate aferentă. Cea mai mică rază minimă este $R_{\min\min} = VO$.

Intr-o accepțiune numerică, curba $s = s(ds/d\varphi)$ este dată prin perechile de numere cu dimensiuni de lungime $(ds/d\varphi, s)$.

Determinarea dreptelor (D_u) și (D_c) revine la determinarea punctelor $T_u(O, T_{uy})$ și $T_c(O, T_{cy})$, de ordonate minime (fig. 1B, 1C, 1D, 1E). În acest scop, pe cele două ramuri ale curbei $s = s(ds/d\varphi)$ se consideră punctele curențe $P_u(ds/d\varphi_u, s_u)$ și $P_c(ds/d\varphi_c, s_c)$. Din acestea se duc drepte mereu cu panta dreptelor (D_u) și (D_c) , care se intersectează cu axa ordonată. Cea mai de jos intersecție va determina punctul T_u , respectiv T_c , cu relațiile (1, ..., 4):

$$\left. \begin{aligned} s - s_u &= (ds/d\varphi - ds/d\varphi_u) \operatorname{tg}(90^\circ - \delta_u), \\ ds/d\varphi &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} s &= s_u - (ds/d\varphi_u) \operatorname{tg}(90^\circ - \delta_u), \\ s_{\min} = T_{uy} &\Rightarrow T_u(O, T_{uy}), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$



$$\left. \begin{aligned} s - s_c &= (ds/d\rho - ds/d\rho_c) \operatorname{tg}(90^\circ + \delta_c), \\ ds/d\rho &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} s &= s_c - (ds/d\rho_c) \operatorname{tg}(90^\circ + \delta_c), \\ s_{\min} &= T_{cy} \Rightarrow T_c(0, T_{cy}). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Însă $V = (D_u) \cap (D_c)$, ceea ce conduce la:

$$\left. \begin{aligned} s - T_{uy} &= (ds/d\rho) \operatorname{tg}(90^\circ - \delta_u) \Leftrightarrow (D_u), \\ s - T_{cy} &= (ds/d\rho) \operatorname{tg}(90^\circ + \delta_c) \Leftrightarrow (D_c). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Soluțiile sistemului (5) vor fi chiar coordonatele punctului V, adică:

$$V_x = \frac{T_{uy} - T_{cy}}{\operatorname{tg}(90^\circ + \delta_c) - \operatorname{tg}(90^\circ - \delta_u)}, \quad (6)$$

$$V_y = \frac{\operatorname{tg}(90^\circ - \delta_u)}{\operatorname{tg}(90^\circ + \delta_c) - \operatorname{tg}(90^\circ - \delta_u)} (T_{uy} - T_{cy}) + T_{uy}.$$

Cea mai mică rază minimă va fi atunci:

$$R_{\min \min} = \sqrt{V_x^2 + V_y^2}, \quad (7)$$

căreia îi corespunde excentricitatea:

$$e = V_x. \quad (8)$$

Cînd se impune excentricitatea $e = e_{\text{impus}} = e_1$, apar două situații:

$$e_1 \geq V_x \quad (\text{fig. 1G}) \Rightarrow R_{\min} = \sqrt{e_1^2 + (T_{cy} + e_1 \operatorname{tg}(90^\circ + \delta_c))^2},$$

$$e_1 \leq V_x \quad (\text{fig. 1H}) \Rightarrow R_{\min} = \sqrt{e_1^2 + (T_{uy} + e_1 \operatorname{tg}(90^\circ - \delta_u))^2}.$$

Se menționează că metoda propusă introduce anumite abateri ale rezultatelor în raport cu soluțiile exacte, datorate definirii numerice a curbei $s = s(ds/d\rho)$. Precizia se poate mări însă oricît, căutîndu-se mai precis punctele de tangență ale dreptelor (D_u) și (D_c) , prin calcularea succesivă a noi coordonate ale curbei în zonele estimate inițial prin relațiile (2) și (4).

BOBANCU, S.

METODA NUMERICA PENTRU DETERMINAREA RAZEI MINIME
LA MECANISMELE PLANE CU CAMA, AVIND TACTET DE
TRANSLATIE CU ROLA

Rezumat

Metoda numerică care se propune este extrem de simplă, ea putîndu-se utiliza chiar într-un calcul manual, din cauza unei convergențe rapide. Se expun și soluțiile pentru raza minimă în situația în care excentricitatea este impusă. Utilizarea unui calculator numeric de mică putere, chiar și unul portabil dar programabil, dovedește eficiența metodei propuse prin lucrare.

NUMERISCHE METHODE FUR DIE BESTIMMUNG DES MINIMALRADIUS
BEI EBENEN NOCKENGETRIEBEN MIT TRASLATIONSSTOßEL

Zusammenfassung

Die dargestellte numerische Methode ist sehr einfach, sie kann auch im Fall von einfachen Berechnungen dank einer raschen Konvergenz angewendet werden. Es werden auch die Lösungen für den Minimalradius, wenn die Exzentrizität vorgeschrieben ist, dargestellt. Die Anwendung eines numerischen programmierbaren Rechners mit kleiner Leistung beweist die Wirksamkeit der dargestellten Methode.

CRITERII DE COMPARARE A LEGILOR DE PROFILARE ALE
CAMELOR DISC UTILIZATE IN CONSTRUCTIA
MASINILOR - UNELTE

Dr.ing. Gh. Boncoi - conferențiar, Facultatea Tehnologia Construcțiilor de Mașini, Universitatea din Brașov,

Dr.ing. Gh. Boangiu - conferențiar, Facultatea Tehnologia Construcțiilor de Mașini, Universitatea din Brașov,

Dr.ing. C. Stănescu - conferențiar, Facultatea Tehnologia Construcțiilor de Mașini, Institutul Politehnic București.

În literatura de specialitate se prezintă un număr mare de criterii de apreciere a legilor de profilare ale camelor disc în general. Pe baza unei laborioase cercetări experimentale, în lucrarea [1] se încearcă o sistematizare și se face analiza criteriilor de apreciere a legilor de profilare ale camelor disc utilizate în construcția mașinilor-unelte.

Unei legi de profilare i se impun condiții dinamice cum sînt: solicitare minimă și cît mai constantă a elementelor mecanismului, lanțului cinematic și organului de lucru al mașinii într-un timp redus de acționare; cuplul de acționare al camei care este variabil să acționeze într-un timp redus; legea de mișcare a tachelului să nu prezinte discontinuități care să genereze șocuri și vibrații în lanțul cinematic, deci să aibă o funcționare silențioasă. Fenomenele dinamice ce apar în funcționarea mecanismului sînt generate de următoarele cauze: accelerațiile provocate de legile de profilare a camei și deci forțele de inerție ce apar pe tachel, șocurile provocate de discontinuitățile și salturile accelerației; forța normală pe profilul camei ce acționează asupra tachelului a cărei mărime, direcție și sens pot fi variabile, precizia de execuție dimensională, de formă și de poziție a profilului camei și rolei, macro și microgeometria suprafețelor de rulare ale camei și rolei.

Unei legi de profilare i se impun condiții tehnologice cum sînt: sectoarele de lucru ale camei trebuie să asigure o mișcare de avans uniformă dar reglabilă; precizia mișcării organului de lucru acționat precum și precizia lungimii cursei acestuia trebuie să fie foarte mare (de ordinul 10^{-2} mm); o lege de profilare trebuie să fie cît mai tehnologică, adică precizia de execuție

a ei crește cu simplitatea ei (numărul punctelor caracteristice - de racordare și de inflexiune - să fie cît mai mic posibil). Dificultatea îndeplinirii tuturor acestor condiții de către același profil se datorează următoarelor cauze: apariția macro și microgeometriei profilului, ca rezultat al prelucrării, care deformează legea de mișcare a tachetului; dificultatea controlului profilului real al camei, cu precizie ridicată și mai ales dificultatea corectării profilului deformat; deoarece precizia lungimii cursei de lucru a organului de lucru acționat cere profilarea sectoarelor de lucru cu arce de curbe care se intersectează în puncte distincte, în aceste puncte inevitabile, apar șocuri al căror efect negativ este reducerea preciziei de lucru a mașinii, reducerea calității suprafeței și dereglări frecvente ale mașinii; costul foarte ridicat al mașinilor-unelte cu C N de prelucrat care menține tehnologia de fabricație a camelor la nivelul celei clasice cu toate efectele ei negative asupra preciziei profilului camei, obligînd constructorii de came să se limiteze numai la cîteva legi de profilare simple.

Profilul camei disc trebuie să îndeplinească și condiții economice cum sînt: în scopul asigurării productivității impusă automatului, profilul camei trebuie să asigure viteze cît mai mari de deplasare a tachetului; cama să aibă dimensiuni de gabarit cît mai mici; costul prelucrării profilului să fie cît mai mic. Dificultatea îndeplinirii tuturor acestor condiții de către același profil este creată de următoarele cauze: viteză maximă cît mai mare presupune accelerații mari cu toate consecințele negative; dimensiunile de gabarit mici conduc la creșterea unghiului de presiune, cu consecințe negative asupra încărcării mecanismului, iar costul prelucrării depinde de complexitatea profilului camei, care de cele mai multe ori este mare.

La stabilirea criteriilor de apreciere a profilului camei trebuie să se aibă în vedere și condițiile funcționale, ale camei, specifice mașinilor-unelte și anume: turații mici (sub 120 rot/min), ceea ce face ca profilele polinomiale să nu-și găsească aplicabilitate la mașini-unelte; existența unui mare număr de mecanisme cu came complexe, pe aceeași mașină-unelte, ceea ce face ca șocurile să se transmită și la alte organe de lucru ale mașinii, provocînd deplasări perturbatoare de pînă la 20 μ m și dereglări frecvente ale mașinii.

Pe baza considerentelor anterioare, principalele criterii

de apreciere a legilor de profilare a camelor disc pentru mașini-unelte sînt: valoarea maximă a vitezei; valoarea maximă, saltul, discontinuitățile, modul de variație și sensul accelerației; valoarea maximă și modul de variație a unghiului de presiune.

Productivitatea automatului depinde de timpul de gol [2], iar acesta - de viteza maximă a tachetului. Productivitatea crește cu creșterea vitezei maxime a tachetului. Ca urmare, conform criteriului vitezei, o lege de profilare este cu atît mai bună cu cît viteza maximă va fi mai mare.

Dintre mai multe legi de profilare, cea mai bună, din punct de vedere a productivității, este aceea care asigură valoarea cea mai mare a mărimii de comparație:

$$\left(\frac{\omega_{t \max i}}{\omega_{t \max j}} \right)_{\max} ; \left(\frac{v_{t \max i}}{v_{t \max j}} \right)_{\max}, \quad (1)$$

în care indicii i și j se referă, în ordine, la legea de profilare comparată și cea cu care se face comparația, ultima alegîndu-se arbitrar dintre cele studiate.

Pentru o bună funcționare și o durabilitate cît mai mare a mecanismului cu camă, încărcarea variabilă a lui trebuie limitată într-un interval redus. În acest scop, forțele de inerție și șocurile, care apar în funcționarea mecanismului, trebuie să fie cît mai mici. O deosebită importanță pentru calculul forței de închidere și alegerea structurii mecanismului cu camă prezintă fenomenele „de ciupire a profilului camei” și „de desprindere a tachetului de pe profilul camei”. Ambele fenomene sînt provocate de șocurile provocate de schimbarea sensului și de discontinuitățile accelerației, avînd ca efect deformarea, în timp, a profilului camei. Ca urmare, conform criteriului accelerației, o lege de profilare este cu atît mai bună cu cît valoarea maximă a ei este mai mică, cu cît variația ei este mai lentă (accelerația de ordinul doi este mai mică), cu cît numărul de schimbări a sensului este mai mic, cu cît numărul și valoarea saltului accelerației sînt mai mici. Dintre mai multe legi de profilare, cea mai bună, din punct de vedere dinamic, este aceea care asigură valoarea cea mai mică a mărimilor de comparație:

$$\left(\frac{\varepsilon_{t \max i}}{\varepsilon_{t \max j}} \right)_{\min} ; \left(\frac{a_{t \max i}}{a_{t \max j}} \right)_{\min} ; \quad (2)$$

$$\left(\frac{d\varepsilon_t}{dt} \right)_{\min} ; \left(\frac{da_t}{dt} \right)_{\min} ; \quad (3)$$

$$\Delta \varepsilon_{t \min} = \left(\left| \varepsilon_{t \max} \right| + \left| \varepsilon_{t \min} \right| \right)_{\min} ; \quad (4)$$

$$\Delta a_{t \min} = \left(\left| a_{t \max} \right| + \left| a_{t \min} \right| \right)_{\min}$$

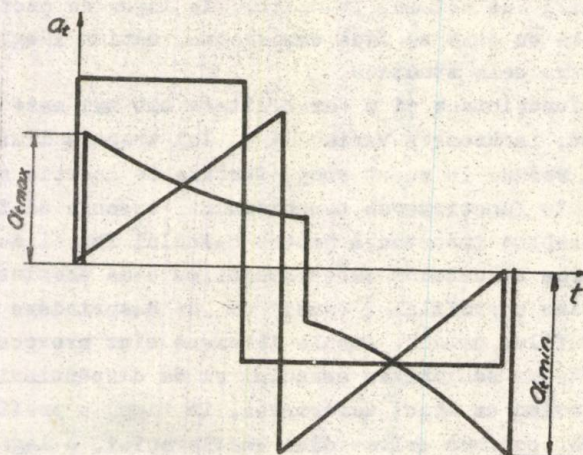


Fig. 1

Din acest punct de vedere, legile de profilare cu distribuții de accelerații ca în ca în fig. 1 și cele similare trebuie evitate.

Distribuția forțelor, încărcarea mecanismului, care, deși variabilă în timp, trebuie limitată la un interval redus, precum și alegerea schemei structurale depind, esențial, de valoarea momen-

tană a unghiului de presiune. În acest sens valoarea maximă a unghiului de presiune are o influență hotărâtoare, încărcarea mecanismului crescând cu creșterea unghiului de presiune. Ca urmare, conform criteriului unghiului de presiune, o lege de profilare este cu atât mai bună cu cât valoarea maximă a un-

ghiului de presiune este mai mică, cu cât variația lui este mai lentă și cu cât valorile lui la capetele intervalului tind spre zero. Dintre mai multe legi de profilare, cea mai bună, din punct de vedere a încălcării mecanismului, este aceea care îndeplinește condițiile

$$(\theta_{max})_{min}; \left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{min}; \quad (5)$$

$$\theta_s, \theta_d \rightarrow 0.$$

Satisfacerea tuturor criteriilor de comparație de către același profil este exclusă, deoarece criteriile vizează condiții de natură diferită. De aceea alegerea criteriului de apreciere cel mai adecvat obiectivului cercetării sau condițiilor impuse mecanismului cu camă proiectat este o problemă de bază a proiectantului și cercetătorului.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Boneoi, Gh. Contribuții la stabilirea legilor de profilare a sectoarelor de gol ale camelor disc utilizate în construcția de mașini-unelte. Teză de doctorat, Institutul politehnic Brașov, Brașov, 1971.
- [2] Boneoi, Gh. Influența factorilor tehnico-economi ai procesului tehnologic asupra mărimii unghiului de gol al camei disc utilizată în construcția de mașini-unelte automate. Partea I-a. În Buletinul științific al Universității din Brașov, Seria A, Mecanică, vol. XIV, 1972.

BONGOI, GH., BOANGIU, GH., STANESCU, C.

CRITERII DE COMPARARE A LEGILOR DE PROFILARE ALE CAMELOR
DISC UTILIZATE IN CONSTRUCTIA MASINILOR-UNLETE

Rezumat

Bazați pe lucrările experimentale anterioare ale autorilor, în lucrare se analizează condițiile pe care trebuie să le îndeplinească profilul camei disc utilizată la mașini-unelte. Se definesc criteriile de apreciere a acestora din punct de vedere dinamic, a productivității și a încărcării mecanismului.

CRITERIUMS DE COMPARALSON DES LOIS DE PROFILAGE DES
CAMES-DISQUES UTILISEES DANS LA CONSTRUCTIONS DES
MACHINES-OUTILS

Résumé

Se basant sur leurs ouvrages expérimentales antérieurs les auteurs analysent les conditions que doit remplir le profil de la came-disque utilisée dans la construction des machines-outils. On définit les criteriums de leurs appréciations au point de vue de la productivité et du chargement du mécanisme.

VARIABILA "EXCENTRICITATE" LA MECANISMELE
PLANE CU CAMA AVIND TACHET PLAT DE OSCILATIE

Dr. ing. Serban Bobancu, șef de lucrări
la Universitatea din Brașov.

Mecanismele plane cu camă de rotație avind tachet plat de oscilație se pot considera - într-o clasificare parametrică în r și d - ca fiind [1, 2] cazul particular (fig. 1B) $r = \infty$, $d = \text{finit} = \text{ct.}$ [1] al cazului general (fig. 1A).

Excentricitatea [3] definită în [1] ca fiind distanța instantanee dintre centrul de rotație al camei și suportul vectorului vitezei a unor puncte caracteristice aparținind tachetului, conduce și în cazul general și în cazul luat în studiu (fig. 1C, 1D, 2A) la două excentricități (utile într-o tratare numerică a dinamicii acestor mecanisme)

$e_2 = O_1 E_2$ și $e_3 = O_1 E_3$, a căror expresii se vor deduce în continuare.

Din fig. 1F, 2B și 2C se observă că

$$\frac{R_{\min} + kq}{d} = \sin \psi_0, \text{ deci } \psi_0 = \arcsin\left(\frac{R_{\min} + kq}{d}\right). \quad (1)$$

Conform fig. 1E și 2A

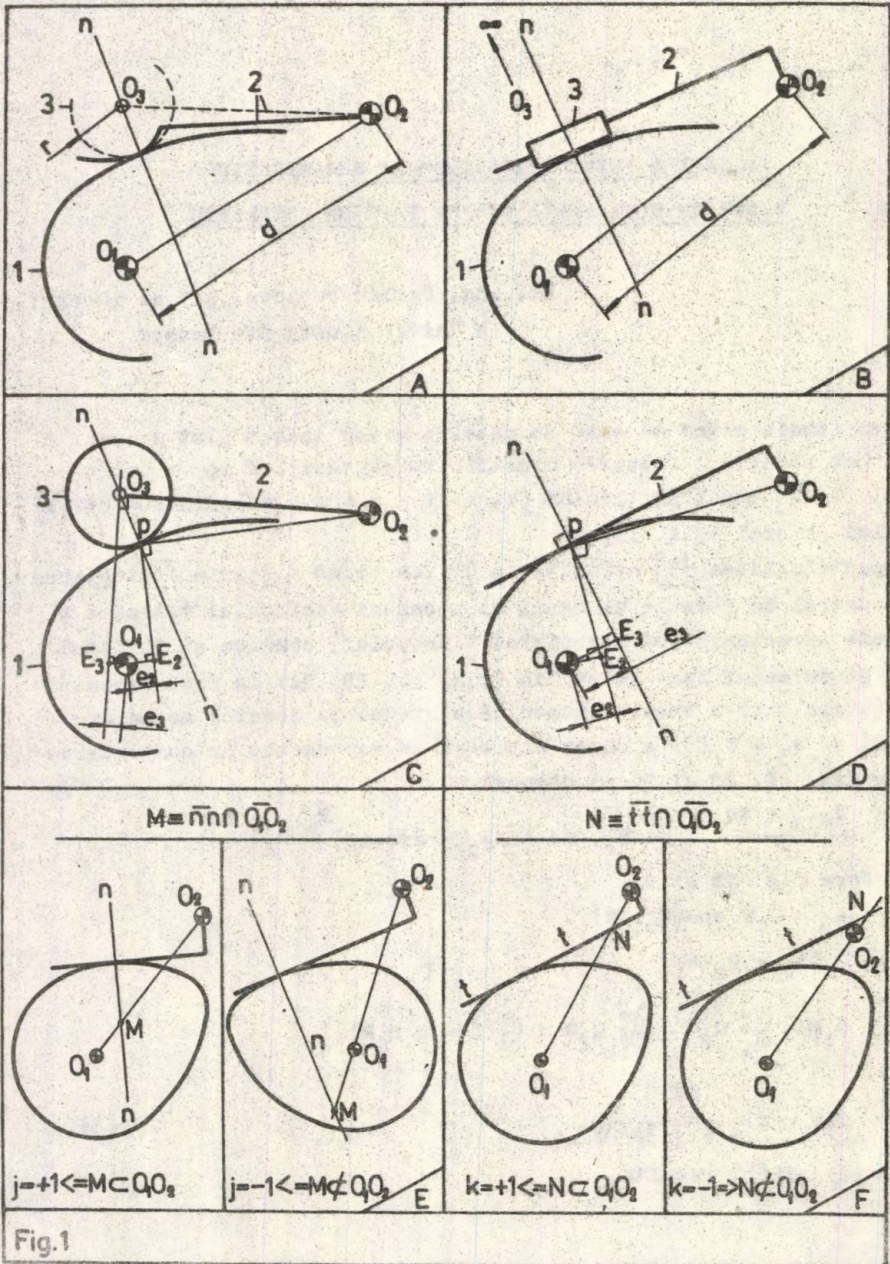
$$e_3 = O_1 M \cos(\psi_0 + \psi), \quad (2)$$

$$O_1 M \omega_1 = O_2 M \omega_2,$$

$$O_1 M = \frac{\omega_2}{\omega_1} O_2 M :: \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} O_2 M = \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} (d - j O_1 M),$$

$$O_1 M = d \frac{\frac{\partial \psi}{\partial \varphi}}{1 + j \frac{\partial \psi}{\partial \varphi}}, \quad (3)$$

Din (2) și (3) rezultă



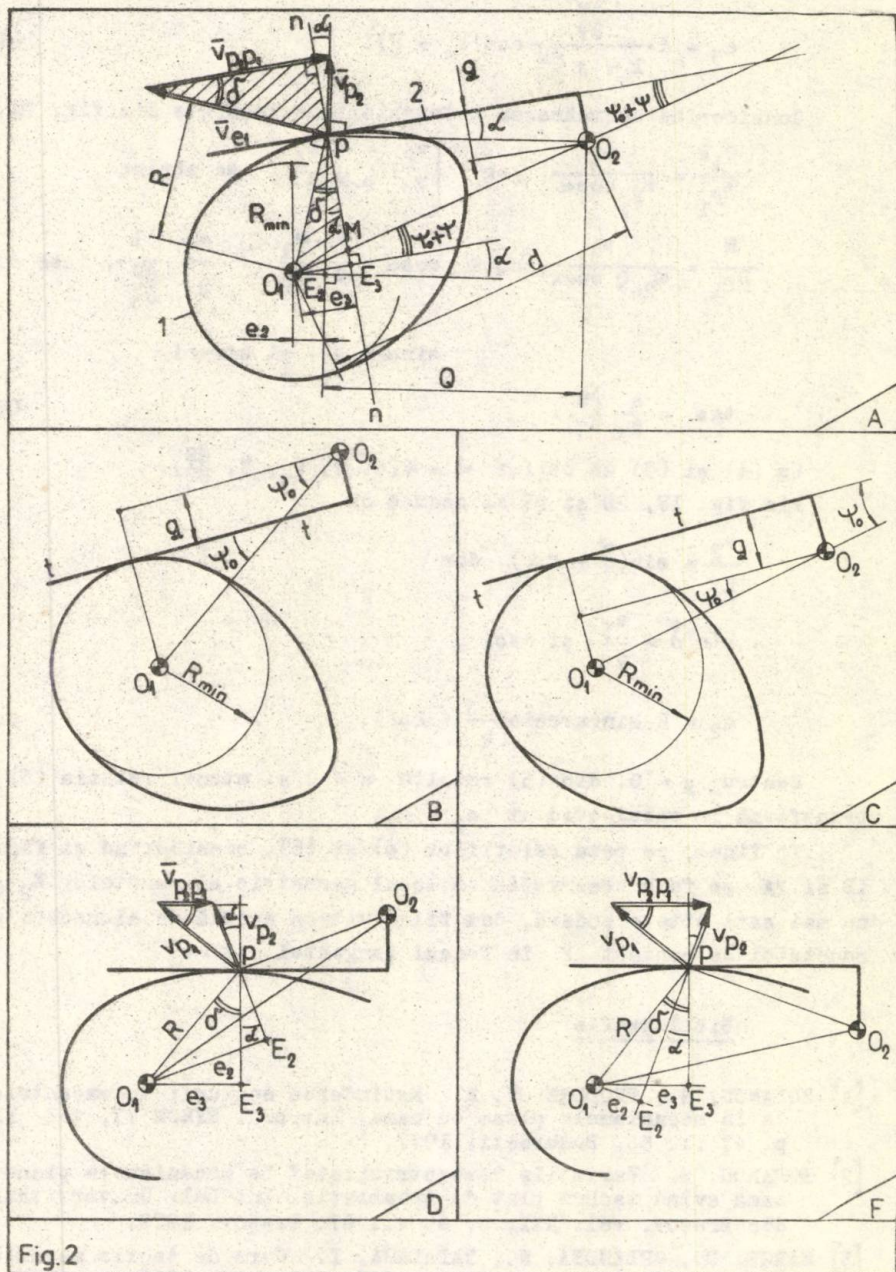


Fig. 2

$$e_3 = d \frac{\frac{\partial W}{\partial \varphi}}{1 + j \frac{\partial W}{\partial \varphi}} \cos(\psi_0 + \varphi). \quad (4)$$

Considerind asemnănarea triunghiurilor hașurate din fig. 2A,

$$\frac{O_1P}{v_{P_1}} = \frac{e_3}{v_{P_2} \cos \alpha}, \text{ cu } \begin{cases} v_{P_1} = \omega_1 R, \\ v_{P_2} = \omega_2 Q, \end{cases} \text{ se obține}$$

$$\frac{R}{\omega_1} = \frac{e_3}{\omega_2 Q \cos \alpha}, \text{ adică } \cos \alpha = \frac{e_3 \omega_1}{Q \omega_2} = \frac{e_3}{Q} \frac{1}{\frac{\partial W}{\partial \varphi}}, \text{ înșă}$$

$$\sin \alpha = \frac{q}{Q}, \text{ și atunci}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{q}{e_3} \frac{\partial W}{\partial \varphi}. \quad (5)$$

Cu (4) și (5) se obține $\alpha = \alpha(q, d, \psi_0, \varphi, \frac{\partial W}{\partial \varphi})$.

Din fig. 1F, 2D și 2E se deduce că

$$\frac{e_2}{R} = \sin(\delta + k\alpha), \text{ dar}$$

$$\sin \delta = \frac{e_3}{R} \text{ și deci}$$

$$e_2 = R \sin(\arcsin \frac{e_3}{R} + k\alpha). \quad (6)$$

Pentru $q = 0$, din (5) rezultă $\alpha = 0$ și atunci relația (6) se transformă în cazul evident $e_2 = e_3$.

În final, pe baza relațiilor (4) și (6), considerind și figurile 1B și 2A, se face observația că locul geometric al punctelor E_2 și E_3 nu mai este cîte o podară, dat fiind viteza nenulă de alunecare a punctului de contact P în lungul tangentei tt .

Bibliografie

- [1] BOBANCU, S., TEODORESCU, R.. Extinderea noțiunii de excentricitate la mecanismele plane cu came. In: Bul. SYROM'77, vol. III, p. 47 ... 56, București, 1977.
- [2] BOBANCU, S. Variabila "excentricitate" la mecanismele plane cu camă avînd tachtet plat de translație. In: Bul. Universității din Brașov, vol. XXI, p. 63 ... 67, Brașov, 1979.
- [3] MAROS, D., ORLANDEA, N., TAPALAGA, I. 'Curs de teoria mecanismelor și mașinilor, p. 405 ... 406, I.P.Cluj, 1966.

BOBANCU, S.

VARIABILA "EXCENTRICITATE" LA MECANISMELE PLANE
CU CAMA AVIND TACHET PLAT DE OSCILATIE

Rezumat

In lucrare se definesc cele două tipuri de excentricitate care apar la aceste mecanisme. Se deduc relațiile lor de calcul în cazul cel mai general a configurației mecanismului, introducându-se în final și particularizările posibile. Cunoașterea acestor parametrii este utilă la o tratare numerică a dinamicii mecanismului.

DIE VARIABLE "EXZENTRIZITÄT" BEI DEN EBENEN
NOCKENGETRIEBEN MIT FLACHEN SCHWINGUNGSSTÖßEL

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die zwei Exzentrizitätstypen die bei diesen Getrieben erscheinen definiert. Es werden die Beziehungen für ihre allgemeine Berechnung dargestellt, im Zusammenhang mit der Konfiguration des Getriebes. Am Ende der Arbeit werden auch die möglichen Particularisierungen eingeführt. Das kennen dieser Parameter ist nötig im Fall einer numerischen Behandlung der Getriebedynamik.

CHAPTER I

THE HISTORY OF THE UNITED STATES

FROM 1776 TO 1865

1776

In the year 1776, the United States declared their independence from Great Britain. This was a significant event in the history of the world, as it marked the birth of a new nation. The United States was the first country to be founded on the principles of liberty and democracy. The Declaration of Independence was signed on July 4, 1776, and it was a landmark document that set the course for the future of the United States. The United States has since become a leading power in the world, and its history is a testament to the power of freedom and democracy.

THE HISTORY OF THE UNITED STATES

FROM 1776 TO 1865

1776

The year 1776 was a pivotal moment in the history of the United States. It was the year that the United States declared its independence from Great Britain. This was a bold move, and it was a move that would change the course of the world. The United States was the first country to be founded on the principles of liberty and democracy. The Declaration of Independence was signed on July 4, 1776, and it was a landmark document that set the course for the future of the United States. The United States has since become a leading power in the world, and its history is a testament to the power of freedom and democracy.

PRECIZIA DE DECUPLARE A CUPLAJELOR DE SIGURANTA CU CORPURI DE BLOCARE DISPUSE RADIAL

Ing. Gh. Moldovean, șef de lucrări la Universitatea din Brașov;
Ing. I. Crișan, asistent la Universitatea din Brașov.

Cuplajele de siguranță cu corpuri de blocare dispuse radial se folosesc pentru protecția transmisiilor mașinilor agricole și a utilajelor pentru construcții, împotriva suprasarcinilor periculoase.

Imposibilitatea reglării momentului de torsiune transmis de cuplaj impune cunoașterea influenței diferiților parametri constructivi asupra preciziei de decuplare a acestor cuplaje de siguranță.

În lucrare se stabilește valoarea optimă a unghiului corpului de blocare urmărind creșterea preciziei de decuplare.

1. Momentul de torsiune transmis de cuplaj în situația de funcționare complet cuplat

În figura 1 [2] se prezintă schema de calcul și forțele care acționează asupra unui corp de blocare la limita începerii procesului de decuplare. Se adoptă următoarele ipoteze:

- forța normală F_n , dintre semicuplajul 1 și corpul de blocare 3, acționează la mijlocul suprafeței de contact;
- eforturile unitare de strivire, dintre tija corpului de blocare 3 și semicuplajul 2, sînt repartizate triunghiular și sînt proporționale cu mărimea reacțiunilor F_1 și F_2 din această cuplă [4];
- coeficientul de frecare între corpul de blocare și cele două semicuplaje este același.

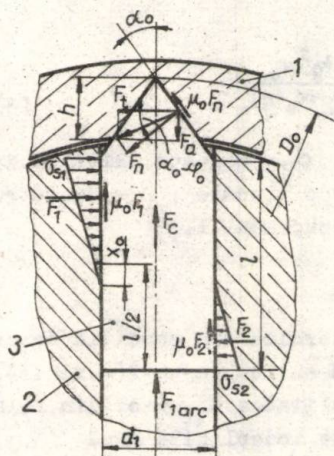


Fig. 1

Ecuatiile de echilibru ale corpului de blocare, scrise pe

baza schemei de calcul, sînt:

$$\begin{cases} F_{1,arc} + F_c + \mu_o (F_1 + F_2) - F_t \operatorname{tg}(\alpha_o - \varphi_o) = 0; \\ F_t - F_1 + F_2 = 0; \\ \frac{2}{3} F_1 \left(\frac{l}{2} + x_o \right) + \frac{2}{3} F_2 \left(\frac{l}{2} - x_o \right) + F_t \operatorname{tg}(\alpha_o - \varphi_o) \frac{h}{2} \operatorname{tg} \alpha_o - F_t \frac{1}{2} \left(l - h + \frac{d_1}{\operatorname{tg} \alpha_o} \right) + \mu_o (F_1 - F_2) \frac{d_1}{2} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

În baza ipotezelor adoptate se mai poate scrie:

$$\begin{cases} \frac{\sigma_{s1}}{\sigma_{s2}} = \frac{l/2 + x_o}{l/2 - x_o}; \\ F_1 = \frac{1}{2} \sigma_{s1} d_1 \left(\frac{l}{2} + x_o \right); \\ F_2 = \frac{1}{2} \sigma_{s2} d_1 \left(\frac{l}{2} - x_o \right), \end{cases} \quad (2)$$

unde d_1 , l reprezintă diametrul, respectiv lungimea tijei corpului de blocare; $F_{1,arc}$ - forța arcului corpului de blocare; F_c - forța centrifugă datorată maselor corpului de blocare și arcului; h - înălțimea profilelor în contact; α_o - unghiul profilului corpului de blocare; φ_o , μ_o - unghiul de frecare și coeficientul de frecare în stare de repaus; σ_{s1} , σ_{s2} - eforturile de strivire dintre tija corpului de blocare și semicuplajul 2 (v.fig.1).

Cu notația $\chi = F_c / F_{1,arc}$ și ținînd seama de relația de dependență dintre forța tangențială și momentul de torsiune transmis de cuplaj, din rezolvarea ecuațiilor (1) și (2), rezultă:

$$M_{t1} = \frac{z (D_o - h) k_a d_1 (1 + \chi)}{2 \operatorname{tg}(\alpha_o - \varphi_o) - \mu_o \frac{36 e_o^2 + l^2}{6 e_o l}}, \quad (3)$$

în care

$$e_o = \frac{1}{2} + \frac{d_1}{2} \frac{1 - \operatorname{tg} \alpha_o \operatorname{tg} \varphi_o}{2 \operatorname{tg} \alpha_o} - \frac{h}{2} \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_o}{1 + \operatorname{tg} \alpha_o \operatorname{tg} \varphi_o}, \quad (4)$$

unde k_a reprezintă rigiditatea arcului; σ_1 - săgeata inițială, de montaj, a arcului; z - numărul corpurilor de blocare; D_o - diametrul maxim de dispunere a canalelor din semicuplajul 1.

2. Alegerea valorii unghiului α_o

Valoarea minimă a unghiului se determină din condiția de evitare a blocării corpului de blocare 3 în semicuplajul 2 (v.fig.1), condiție ce se poate exprima prin inegalitatea $M_{t1} > 0$; din relația (3), rezultă că această condiție este îndeplinită dacă

$$\operatorname{tg}(\alpha_o - \varphi_o) > \mu_o \frac{36 e_o^2 + l^2}{12 e_o l}. \quad (5)$$

Relația (5), reprezentată grafic în figura 2, în funcție de parametri constructivi adimensionali ai cuplajului d_1/l , h/l și de

valoarea unghiului de frecare, oferă posibilitatea alegerii unghiului α_o , astfel încît să fie îndeplinită condiția $\alpha_o > \alpha_{o, \min}$.

Momentul de torsiune la care începe să decupleze cuplajul de siguranță cu corpuri de blocare, dispuse radial, exprimat prin relația (3), are o dispersie destul de mare, datorită variației în timp a coeficientului de frecare, în funcție de calitatea suprafețelor în contact și de condițiile concrete de ungere din cuplele corp de blocare - semicuple.

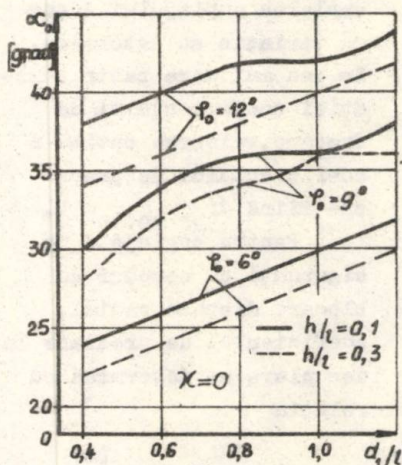


Fig. 2

Valoarea optimă a unghiului α_o poate fi considerată cea valoare la care influența forțelor de frecare asupra momentului de torsiune transmis de cuplaj să fie minimă. Creșterea momentului de torsiune, datorată forțelor de frecare, se exprimă prin raportul $M_{t1}/M_{t1}(\varphi_o=0)$, unde $M_{t1}(\varphi_o=0)$ este momentul de torsiune transmis de cuplaj fără a lua în considerare forțele de frecare.

Din relația (3), în condițiile $\varphi_o = 0$ și $\mu_o = 0$, rezultă

$$M_{t1}(\varphi_o=0) = \frac{z(D_o - h)(1 + \chi)k_a d_1}{2tg \alpha_o}, \quad (6)$$

și

$$\frac{M_{t1}}{M_{t1}(\varphi_o=0)} = \frac{2tg \alpha_o}{2tg(\alpha_o - \varphi_o) - \mu_o \frac{36e^{2+18}}{6e_o l}}. \quad (7)$$

Analizînd diagrama din figura 3, unde s-a reprezentat grafic relația (7), rezultă $\alpha_o \text{ optim} = 70^\circ$, indiferent de dimensiunile constructive ale corpului de blocare. Deoarece mărirea unghiului α_o duce la mărirea forței din arc, pentru a transmite un moment de torsiune dat^(*), se recomandă un interval optim al unghiului α_o în limitele $\alpha_o = 50^\circ \dots 70^\circ$, valori diferite de cele recomandate de literatura de specialitate ($\alpha_o = 30^\circ \dots 45^\circ$ [1,4]).

2. Precizia de decuplare

Precizia de decuplare, exprimată prin coeficientul de precizie la decuplare, definit de relația $\varepsilon_{pr} = M_{t1 \max}/M_{t1 \min}$ [3], reprezintă

(*) Așa se explică faptul că aceste cuplaje au, de obicei, la fiecare corp de blocare două arcuri de compresiune montate în paralel (v. și [1,4,5]).

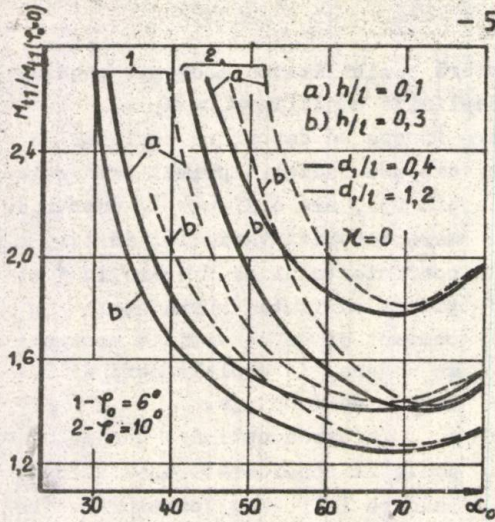


Fig. 3

$$\varepsilon_{pr} = \frac{2 \operatorname{tg}(\alpha_0 - \varphi_{0 \min}) - \operatorname{tg} \varphi_{0 \min} \frac{(6e_0'')^2 + 1}{6e_0' 1}}{2 \operatorname{tg}(\alpha_0 - \varphi_{0 \max}) - \operatorname{tg} \varphi_{0 \max} \frac{(6e_0')^2 + 1}{6e_0' 1}} \quad (8)$$

în care $e_0' = e_0(\varphi_{0 \max})$; $e_0'' = e_0(\varphi_{0 \min})$; $\varphi_{0 \min}$, $\varphi_{0 \max}$ - coeficienții de frecare minim, respectiv maxim din cuplele corp de blocare - semicuple.

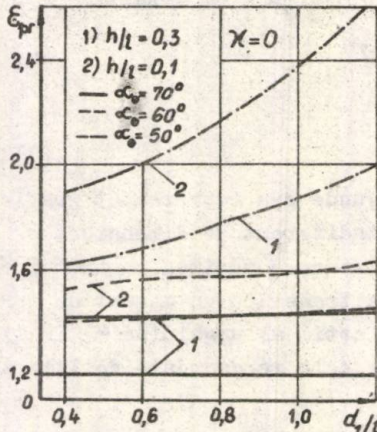


Fig. 4

tă, practic, intervalul valorilor minimă și maximă ale momentului de torsiune la care începe efectiv decuplarea cuplajului. Această variație se datorește, în cea mai mare parte, variației coeficientului de frecare, valoarea optimă a coeficientului de precizie fiind $\varepsilon_{pr \text{ optim}} = 1$.

Pentru cuplajele de siguranță cu corpuri de blocare dispuse radial, coeficientul de precizie la decuplare se determină cu relația

Relația (8) este reprezentată grafic în figura 4, considerând $\varphi_{0 \min} = 6^\circ$, $\varphi_{0 \max} = 12^\circ$ și intervalul de valori recomandate pentru unghiul corpului de blocare $\alpha_0 = 50 \dots 70^\circ$.

Analiza diagramei din figura 4 impune următoarele concluzii:

- coeficientul de precizie este minim pentru $\alpha_0 = \alpha_{0 \text{ optim}} = 70^\circ$, avînd, practic, aceeași valoare pentru oricare raport d_1/l ;
- cu creșterea raportului h/l , valoarea coeficientului de precizie la decuplare scade;

- pentru valori ale unghiului $\alpha_0 < \alpha_{0 \text{ optim}}$, valoarea coeficientului de precizie crește foarte mult, rezultînd începerea procesului de decuplare la valori foarte diferite ale momentului de torsiune;

- precizia de decuplare a cuplajelor de siguranță cu corpuri de blocare dispuse radial poate fi îmbunătățită prin alegerea unghiului $\alpha_o = \alpha_o$ optim, precum și prin menținerea unor condiții funcționale (ungere, calitatea suprafețelor) care să asigure valori cât mai apropiate ale coeficienților de frecare minim și maxim ($\mu_o \text{ max} - \mu_o \text{ min} = \text{minim}$) din cuplele corp de blocare - semicu - plaje.

Bibliografie

- [1] DRAGHICI, I., ș.a. Calculul și construcția cuplajelor. București, Editura tehnică, 1978.
- [2] MOLDOVEAN, GH., CRISAN, I. Momentul de torsiune transmis de cuplajul de siguranță cu corpuri de blocare radiale. In: Noutăți în mecanisme și organe de mașini, vol. II, Universitatea din Brașov, 1978, pag. 105-110.
- [3] POLIAKOV, V.S., BARBAS, I.D. și RIAHOVSKI, O.A. Spravocinik po muftam. Leningrad, Mașinostroenie, 1979.
- [4] TERPLAN, Z., NAGY, G., HERCZEG, I. Különleges tengelykapcsolók. Budapesta, Műszaki Könyvkiadó, 1971.
- [5] JEAN WALTERSCHEID KG. (R.F.G.), Lohmar, 52 Siegburg, Postfach 128.

MOLDOVEAN, GH., CRISAN, I.

PRECIZIA DE DECUPLARE A CUPLAJELOR DE SIGURANTA CU CORPURI
DE BLOCARE DISPUSE RADIAL

Rezumat

In lucrare, pornind de la relația de determinare a momentului de torsiune transmis de cuplaj, în situația de funcționare complet cuplat, se stabilește intervalul de valori ale unghiului corpului de blocare, precum și valoarea optimă a acestui unghi ; s-a avut în vedere creșterea preciziei de decuplare a acestor cuplaje.

PRECISION OF DISENGAGEMENT OF SAFETY COUPLINGS HAVING
RADIALLY LOCKING ELEMENTS

Summary

Starting from the relation for determining the torque transmitted by the coupling is establish the interval of values of the locking element angle. The optimum value of this angle are determined in the case of full engagement. Results a greater precision for disengagement of this couplings.

ASPECTE ALE CALCULULUI CUPLAJELOR PE BAZE PROBABILISTE

Dr.ing.I.Drăghici, profesor la Universitatea din Braşov,

Ing.C.Bejan, şef lucrări la Universitatea din Braşov,

Ing.T.Bolfa, asistent la Universitatea din Braşov.

Alegerea cuplajului, adecvat unui sistem mecanic dat, impune efectuarea unei mari varietăţi de calcule determinate de diversificarea deosebită a tipurilor constructive de cuplaje mecanice; evidenţierea relaţiilor de calcul este dată exhaustiv în [1]. Aceste relaţii de calcul se pot sistematiza încadrându-le în una din următoarele categorii: 1. calcule pentru alegerea tipului de cuplaj în concordanţă cu caracteristicile maşinii motoare şi a maşinii antrenate din sistemul mecanic; 2. calcule de rezistenţă ale elementelor cuplajului; 3. calculele caracteristicilor elastice.

Toate relaţiile de calcul cuprind multe variabile aleatoare. În metoda de calcul actuală se neglijează, în general, caracterul aleatoriu utilizându-se un calcul determinist cu valori medii estimate; deşi se obţin valori acoperitoare nu putem considera acest calcul satisfăcător în toate cazurile.

Pentru o caracterizare completă a cuplajului trebuie luate în considerare cele două elemente esenţiale ale variabilelor aleatoare: media şi abaterea medie pătratică a parametrilor din relaţiile de calcul.

Prezentul articol se înscrie ca o contribuţie în obţinerea unei metodici de calcul - pe baze probabiliste - a cuplajelor mecanice, continuând preocupările amorsate într-o lucrare anterioară [2].

Valorile corespunzătoare mediei şi abaterii medii pătratice pentru câteva funcţii aleatoare, curent întâlnite, sînt date în tabelul 1 [3].

Notaţiile utilizate în tabelul 1 au semnificaţia: X şi Y sînt variabile aleatoare cu mediile x, y şi dispersiile s_x, s_y , a - reprezentînd o constantă.

Tabelul 1

Funcția	Media, $\bar{Z}$	Abaterea medie pătratică, S_Z
$Z = X + a$	$\bar{x} + a$	S_x
$Z = X \pm Y$	$\bar{x} \pm \bar{y}$	$\sqrt{S_x^2 + S_y^2}$
$Z = X \cdot Y$	$\bar{x} \cdot \bar{y}$	$\sqrt{(\bar{x} \cdot S_y)^2 + (\bar{y} \cdot S_x)^2}$
$Z = X/Y$	$\bar{x}/\bar{y}$	$\sqrt{(\bar{x}^2 S_y^2 + \bar{y}^2 S_x^2)/\bar{y}^2}$
$Z = X^2$	$\bar{x}^2 + S_x^2$	$\sqrt{4 \bar{x}^2 S_x^2 + 2 S_x^4}$
$Z = 1/X$	$1/\bar{x}$	$\sqrt{S_x/\bar{x}^3}$

1. Aspectul probabilist al relațiilor de alegere a tipului cuplajului

Pentru exemplificare, se consideră un cuplaj elastic cu caracteristică liniară. Parametrul principal al alegerii cuplajului elastic necesar - într-un sistem de acționare - este valoarea amplitudinii momentului în punctul de funcționare [4] :

$$M_A = 1050 \frac{P_n J_{ech}}{k}, \quad (1)$$

unde: P este puterea nominală a motorului de antrenare; n - tura - ția nominală a acestuia; J_{ech} - momentul de inerție echivalent al sistemului; k - rigiditatea cuplajului. Se pot considera ca deterministe valorile momentului de inerție echivalent și a rigidității cuplajului.

J_{ech} și k vor fi caracterizate probabilist prin $(\bar{J}_{ech}, s_j)$ și $(\bar{k}, s_k)$, iar M_A - prin $(\bar{M}_A, s_M)$.

Conform relațiilor din tabelul 1, rezultă:

$$\bar{M}_A = 1050 P_n \frac{\bar{J}_{ech}}{\bar{k}}; \quad (2)$$

$$S_M = 1050 P_n \sqrt{(J_{ech}^2 S_k^2 + \bar{k}^2 S_j^2) / \bar{k}^2}; \quad (3)$$

$$\bar{J}_{ech} = \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}; \quad (4)$$

$$S_j = \sqrt{\left(\frac{S_{j1}}{\bar{J}_1}\right)^2 + \left(\frac{S_{j2}}{\bar{J}_2}\right)^2}, \quad (5)$$

unde: J_1 este momentul de inerție masic echivalent al părții conducătoare caracterizat probabilist de $(\bar{J}_1, s_{j1})$, iar J_2 este momentul de inerție al părții conduse, caracterizat probabilist de $(\bar{J}_2, s_{j2})$.

Analog, se pot trata și alte relații pentru alegerea tipului de cuplaj, de exemplu alegerea cuplajelor multidisc comandate, a cuplajelor de siguranță, a cuplajelor unisens etc.

2. Tratarea probabilistă a calculelor de rezistență a cuplajelor

Fie, de exemplu, un cuplaj permanent fix de tip manson (STAS 870-73), la care forța ce revine unui șurub este dată de relația [1]:

$$F_{01} = \frac{2M_{tc}}{D_0 n_s}, \quad (6)$$

în care: M_{tc} este momentul de torsiune de calcul transmis de cuplaj; n_s - numărul de șuruburi; D_0 - diametrul de dispunere a șuruburilor.

Numărul de șuruburi este o mărime determinată în timp ce F_{01} , M_{tc} , D_0 sînt caracterizate probabilist de $(\bar{F}_{01}, S_{F_{01}})$, $(\bar{M}_{tc}, S_{M_{tc}})$, $(\bar{D}_0, S_{D_0})$.

Conform relației (6) și tabelului 1 rezultă:

$$\bar{F}_{01} = \frac{2}{n_s} \frac{M_{tc}}{D_0}; \quad (7)$$

$$S_{F_{01}} = \frac{2}{n_s} \sqrt{(\bar{M}_{tc}^2 \cdot S_{D_0}^2 + \bar{D}_0^2 \cdot S_{M_{tc}}^2) / \bar{D}_0^2}. \quad (8)$$

Presupunînd că rezistența materialului șurubului este caracterizată probabilist de $(\bar{R}, S_R)$, se poate obține o relație probabilistă pentru determinarea dimensiunii (D_0, S_{D_0}) :

$$u^* = -\frac{\bar{R} - \bar{F}_{01}}{\sqrt{S_R^2 + S_{F_{01}}^2}} = -\frac{R - \frac{2}{n_s} \frac{M_{tc}}{D_0}}{\sqrt{S_R^2 + \frac{4}{n_s^2} \frac{1}{\bar{D}_0^2} (\bar{M}_{tc}^2 S_{D_0}^2 + \bar{D}_0^2 S_{M_{tc}}^2)}}, \quad (9)$$

în care: u^* este dependentă de probabilitatea de rupere admisă de proiectant [3]. De exemplu, pentru o probabilitate de rupere egală cu 10^{-6} , $u^* = 4,753$; pentru o probabilitate de rupere egală cu 10^{-7} , $u^* = 5,199$ ș.a.m.d. În mod curent, se poate adopta mărimea $\bar{D}_0$ constructiv, din relația (9) rezultînd dispersia diametrului de dispunere a șuruburilor.

3. Calculul probabilist al caracteristicilor elastice

De obicei, caracteristicile elastice ale cuplajelor conțin cel mai mare număr de variabile aleatoare, aceasta conducînd la expresii probabiliste relativ complicate. O exemplificare se va face în cele ce urmează, pentru caracteristica elastică a cuplajelor cu arcuri multilamelare de tip Elcard, dată de relația [1]:

$$\varphi = \frac{8l^3}{3D_0^2 Z n E I_z}, \quad (10)$$

în care: φ este unghiul de răsucire corespunzător momentului M_t ; z - numărul arcurilor dintr-un pachet; n -numărul de pachete, l - lungimea arcului; D_0 - diametrul de dispunere al arcurilor; E -modulul de elasticitate longitudinal al materialului din care sînt confecționate arcurile; I_z - momentul de inerție axial. Dintre variabilele cuprinse în relația (10), numai z și n sînt determinate.

Considerînd caracteristicile probabiliste $(\bar{\varphi}, S_\varphi), (\bar{l}, S_l), (\bar{D}_0, S_{D_0}), (\bar{E}, S_E), (\bar{I}_z, S_{I_z}), (\bar{M}_t, S_{M_t})$ rezultă:

$$\bar{\varphi} = \frac{8}{3zn} \frac{l^3}{D_0 E I_z} \bar{M}_t; \quad (11)$$

$$S_\varphi = \frac{8}{3zn} \sqrt{\bar{l}^6 \bar{M}_t^2 S_{D_0}^2 E I_z + \bar{D}_0^4 \bar{E}^2 I_z^2 S^2(l^3 M_t)}, \quad (12)$$

cu:

$$S(D_0 E I_z) = \sqrt{\bar{D}_0^2 \cdot S(E I_z)^2 + \bar{E}^2 I_z^2 \cdot S_{D_0}^2}; \quad (13)$$

$$S(l^3 M_t) = \sqrt{\bar{l}^6 S_{M_t}^2 + \bar{M}_t^2 S_l^3}. \quad (14)$$

Ținîndu-se seama că $S_{D_0}^2$ și S_l^3 sînt expresii complexe, afirmația de mai sus apare justificată. De aceea, în exprimarea probabilistă a caracteristicilor elastice este justificată asistarea de către calculatorul numeric a calculelor de proiectare.

Utilizîndu-se calculul cu variabile aleatoare, conform tabelului 1, rezultă pentru cele două dispersii valorile:

$$S_{D_0}^2 = \sqrt{4 \bar{D}_0^2 \cdot S_{D_0}^2 + 2 S_{D_0}^4}; \quad (15)$$

$$S_l^3 = \sqrt{(\bar{l}^2 \cdot S_l)^2 + (\bar{l} \cdot S_l^2)^2}; \quad (16)$$

$$S_l^2 = \sqrt{4 \bar{l}^2 \cdot S_l^2 + 2 S_l^4}. \quad (17)$$

4. Concluzii

Metodologia de calcul, probabilistă pentru proiectarea cuplajelor mecanice, prezentată în acest articol este o metodă actuală care permite caracterizarea corectă și completă a cuplajelor respective, luînd în considerare variabilele aleatoare reale.

Exemplele concrete prezentate permit înțelegerea cu ușurință

a caracterizării probabiliste a diferiților parametri ce intră în relațiile de calcul.

Trebuie precizat, că micile dificultăți de calcul introduse de metoda probabilistă pot fi cu ușurință depășite prin folosirea calculatorului electronic, iar rezultatele obținute permit o evaluare mult mai apropiată de realitate, a funcționării sistemelor echipate cu cuplaje elastice, în raport cu metodologiile de calcul determinist, clasice.

Bibliografie

- [1] Drăghici, I. ș. a. Calculul și construcția cuplajelor. București, Editura tehnică, 1978.
- [2] Drăghici, I., Bejan, C. Contribuții la elaborarea unei metode probabiliste pentru calculul de rezistență al cuplajelor elastice. Al. VIII-lea Simpozion CCSITT-Brașov.
- [3] Haugen, E., Wirsching, P. Probabilistic design. Machine Design 9, 11, 12, 13, 14, 1975.
- [4] Drăghici, I., Bejan, C. Nomograme pentru alegerea cuplajului elastic optim într-un sistem mecanic, A. III-a. Sesiune de comunicări tehnico-științifice, I. P. Iași, 1980.

I.DRAGHICI, C.BEJAN, T.BOLFA

ASPECTE ALE CALCULULUI CUPLAJELOR PE BAZE PROBABILISTE

Rezumat

Lucrarea constituie o contribuție la stabilirea unei metodologii de calcul, probabilistă, pentru proiectarea cuplajelor mecanice.

Metodica prezentată ia în considerare variabilele aleatoare reale care apar în procesul de funcționare al cuplajelor, parametrii de calcul ai cuplajelor fiind caracterizați probabilist pe câteva exemple concrete.

ASPEKTE DER KUPPLUNGSPERECHNUNG AUF WAHRSCHEINLICHKEITSGRUNDLAGEN

Zusammenfassung

Die Arbeit stellt einen Beitrag zur Feststellung einer Berechnungsmethodologie auf Wahrscheinlichkeitsgrundlagen für den Entwurf der mechanischen Kupplungen dar.

Die dargestellte Methodologie nimmt in Betracht die realen Zufallsvariablen die im Betrieb der Kupplungen erscheinen. Die Berechnungsparameter der Kupplungen werden durch konkrete Beispiele charakterisiert.

CONTRIBUTII LA SISTEMATIZAREA CALCULULUI ORGANOLIC

AL TRANSMISIILOR ȘURUB-PIULITA CU BILE

Dr.ing.I.Drăghici-profesor la Universitatea din Brașov;

Ing. A.Radu - asistent la Universitatea din Brașov.

Transmisile șurub-piuliță, cu corpuri de rostogolire, se aplică pe scară largă în construcția actuală de avioane, automobile, mașini unelte, mașini de ridicat etc., ca urmare a perfecționării tehnologiei de execuție, a necesității măririi randamentului și a micșorării costurilor de fabricație.

Utilizarea corectă și eficientă a acestor transmisii este determinată și de modul de calcul și proiectare al transmisiiilor respective.

În cele ce urmează sînt sistematizate aspectele principale ale dimensionării corecte și rapide a șuruburilor cu bile, metoda prezentată pretîndu-se la utilizarea calculatoarelor numerice.

1. Problematika dimensionării unei transmisii șurub-piuliță, cu bile, prezintă două aspecte [2]:

- a) Alegerea mărimii minime necesare a cuplei și verificarea acestei alegeri, pentru produsele tipizate de uz general,
- b) dimensionarea optimă a transmisiiilor cu destinație specializată.

Metodica de proiectare prezentată, diferă, în funcție de aspectele amintite mai sus, lucru ce este evidențiat prin fig.1 și 2.

DATE INITIALE DE CALCUL. Aceste date sînt strict legate de tema de proiectare (în legătură cu mașina din care transmisia face parte), fiind necesară precizarea următoarelor mărimi (impuse sau alese):

- forța axială F - constantă sau $F_{1...k}$ - variabilă, în decursul duratei impuse de funcționare;
- turația, n - constantă sau $n_{1...k}$ - variabilă, în decursul duratei impuse de funcționare;
- procentele ciclului de funcționare, $q_{1...k}$ corespunzătoare forței $F_{1...k}$ și turației n_{1k} ($q_{1...k} = L_h / l_{00}$), pentru $i...k$ (în general) număr finit cu valori de mărime constantă, cu pondere previzionată de cel puțin 5% din durata de funcționare L_h ;
- modul de rezemare (posibilități uzuale, conform fig.3);

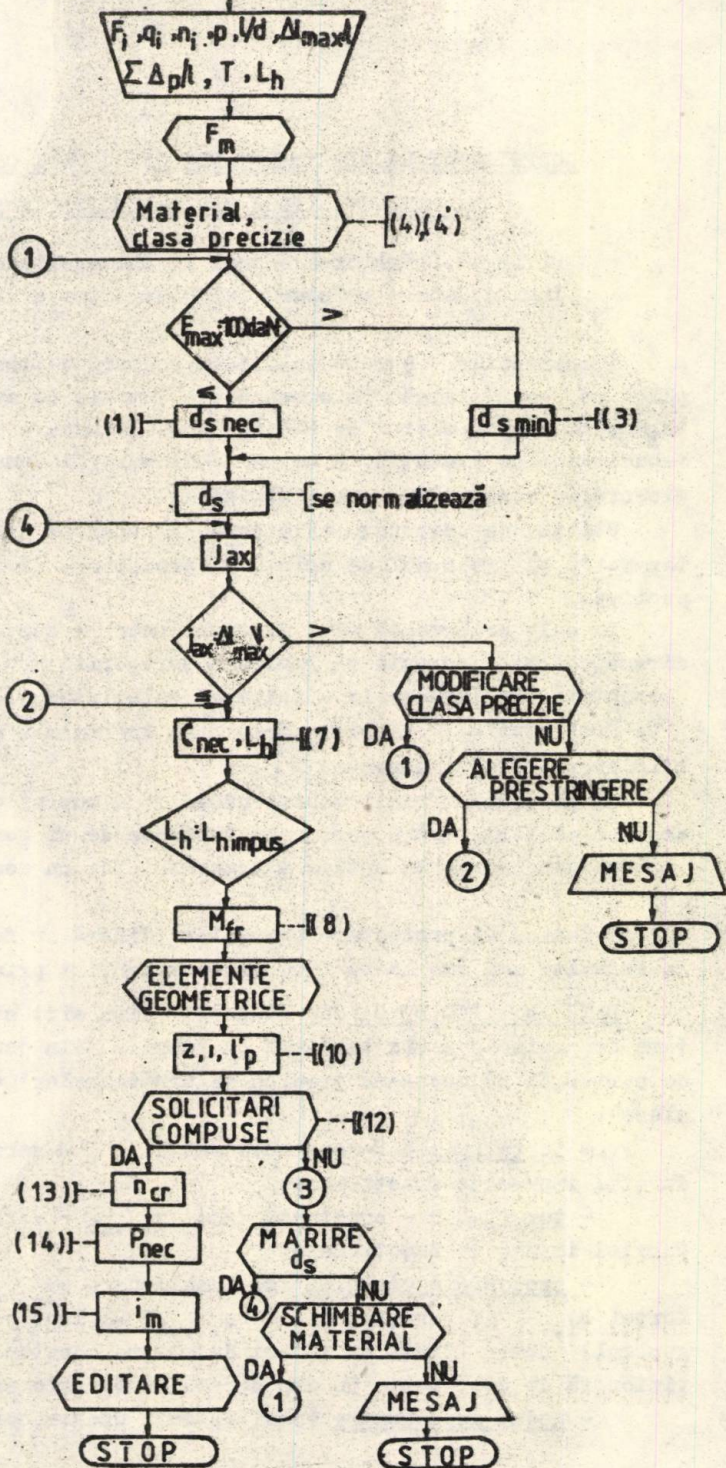


Fig. 1.

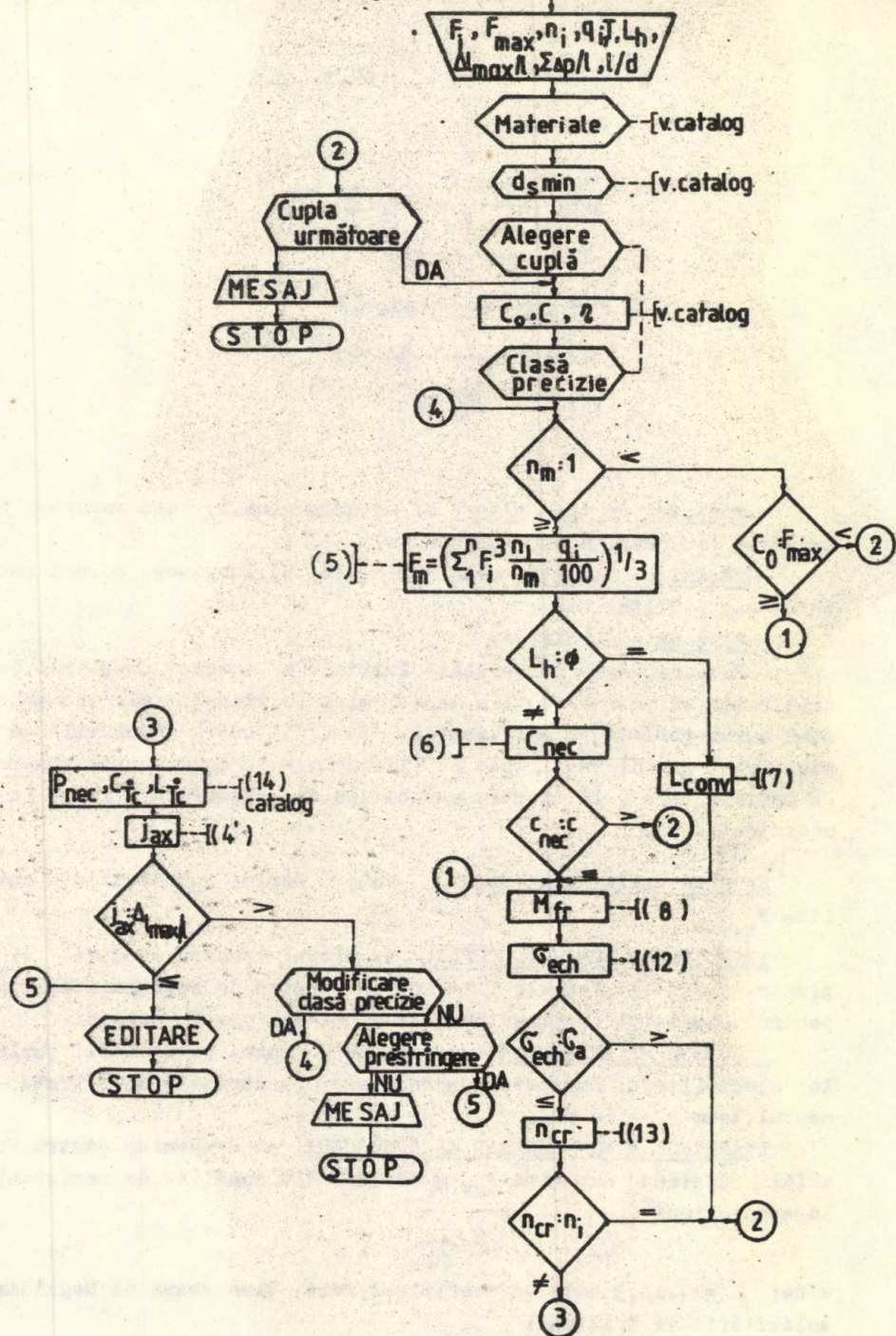


Fig.2.



Fig.3

- raportul de transmitere al mecanismului, i_p sau raportul de transfer (în cazul mașinilor unelte);
- mărimi geometrice: pasul filetelui p , lungimea cursei șurubului sau piuliței etc.;
- alte date specifice.

Este necesară o corelare inițială a datelor problemei de destinația și posibilitățile tehnologice de execuție ale transmisiei șurub-piuliță, cu bile. Astfel: $l/d \leq 25$ pentru șuruburile de mișcare cu profil rectificat al filetelui - în construcția generală de mașini; $l/d \leq 15$ pentru șuruburile de mișcare utilizate în mecanica fină.

SARCINA AXIALĂ MAXIMĂ. F_{max} este o mărime rezultată din analiza $F_{1...k}$.

TIPUL CONSTRUCTIV AL CUPLEI se alege - pentru produsele tipizate - din cataloagele firmelor, în funcție de soluția adoptată pentru mecanismul (mașina) proiectat și mărimea încărcării.

ALEGEREA MATERIALELOR - se impune în cazul proiectării cuplelor specializate; duritatea suprafețelor în contact, după tratamentul termic ≈ 60 HRC.

DIAMETRUL MINIM NECESAR AL ȘURUBULUI se determină pentru forțe axiale constante sau cînd $F_{ax} \leq 100$ daN din condiția de rezistență la compresiune^{*)}

$$d_{nec} = \sqrt{\frac{4\beta F_{max}}{\pi \sigma_{loc}}}, \quad (1)$$

unde: $\beta = 1...1,3$ este un coeficient care ține seama de neglijarea solicitării de torsiune;

*) Se impune, pentru siguranță, și o verificare la flambaj.

$$\bar{U}_C = (0.3 \dots 0.4) \bar{U}_{02} \quad [2] \quad (2)$$

În cazul în care $F_{\max} > 100$ daN și raportul l/d are valori tinzând spre limita superioară $[2]$:

$$d_{srec} = \sqrt[4]{\frac{64 F_{\max} l^2 c_f}{\pi^3 E}} \quad (3)$$

unde: l_f - lungimea de flambaj (v.fig.3); c_f - coeficientul de siguranță impus în conformitate cu destinația transmisiei.

PRECIZIA DE EXECUȚIE este impusă de jocul axial admisibil, rezultat din precizia impusă lanțului cinematic din care cupla proiectată face parte:

$$\sum \Delta p/e + j_{\alpha} \leq \Delta l_{\max}/e \quad (4)$$

cu $j_{\alpha} = 0$ pentru cuplele reglabile; $\Delta l_{\max}/e$ - abaterea admisibilă a cursei.

Jocul axial, respectiv precizia de execuție, pentru cuplele produse de firmele specializate, este o mărime garantată, ce se alege din cataloage.

Pentru cuplele, cu bile, special proiectate (cu căi de rulare semicirculare), jocul axial:

$$j_{\alpha} = \frac{d_c - d_b}{2 \cos \gamma} \quad (4')$$

unde: d_c este diametrul profilului căii de rulare; d_b - diametrul bilei; γ - unghiul de contact (uzual 45°).

SARCINA AXIALA MEDIE trebuie calculată pentru cazul încărcărilor variabile

$$F_{med} = \left(\sum_{i=1}^k F_i^3 \frac{n_i}{n_{med}} \cdot \frac{g_i}{100} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5)$$

unde: $n_{med} = \sum_{i=1}^k \frac{g_i}{100} n_i$ estetura medie.

Dimensiunea optimă a cuplei, se obține, cînd se iau în considerare un număr cît mai mare de valori k .

CAPACITATEA DINAMICA NECESARA, în vederea alegerii unei mărimi tipizate a cuplei, se poate calcula cu relația:

$$C = F_m \cdot L^{\frac{1}{3}}; \quad C = F_m \cdot \left(\frac{n_{cd} \cdot l'}{10^6 v_a} \right)^{\frac{1}{3}}; \quad C = F_m \cdot \left(\frac{60 L_h v}{10^6 v_a} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

unde: L, L_h - durabilități impuse; n_{cd} - număr de curse duble; l' - lungimea cursei; v_a - viteza de avans în mm/rot; v - viteza liniară, în mm/min.

DURABILITATEA CONVENTIONALA

$$L_{conv} = \sqrt[3]{F_m / C} \quad (7)$$

este o mărime previzionată, realizabilă în condiții normale de exploatare.

MOMENTUL DE FRECARĂ ÎN CUPLA este necesar pentru dimensionarea antrenării:

$$M_{fr} = F_{max} \cdot v_a / 2 \cdot \pi \eta \leq M_{antrenor} \quad (8)$$

Randamentul η este o mărime indicată pentru cuplele tipizate și aproximată pentru cele specializate (în această fază).

SARCINA NORMALĂ DE O BILĂ se calculează în vederea dimensionării cuplelor specializate, ce nu se pot proiecta pe baza capacității dinamice de încărcare:

$$Q_N = \frac{F_{max}}{z \cdot \psi_z \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta_m} \quad (9)$$

cu $\psi_z = 0,8 \dots 0,9$ - coeficientul simultaneității încărcării bilelor active.

NUMARUL MINIM DE BILE ACTIVE

$$z = \frac{F_{max}}{Q_N \cdot \psi_z \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta_m} \quad (10)$$

impunându-se $Q_N \leq Q_{N \text{ ADM}}$; $Q_{N \text{ ADM}}$ se determină din condiția de rezistență la contact [3],

$$Q_{N \text{ adm}} = \sqrt[3]{\sigma_k \left(\frac{e_a \cdot e_b}{5,88 \cdot 10^{-2}} \right)^3 / 4 E^2 \left[\frac{2}{d_b} + \frac{\cos \beta_m}{d_s} - \frac{\sin \gamma}{d_s + d_c (1 - \sin \gamma)} \right]} \quad (11)$$

cu $\sigma_k = 250 \dots 300 \text{ daN/mm}^2$ și e_a, e_b - coeficienții elipsei de contact în funcție de razele de curbura [4, pag. 76-79, tabelul 2.1]; pentru suprasarcini de scurtă durată $\sigma_k = \dots 400 \text{ daN/mm}^2$.

VERIFICAREA LA SOLICITARI CONPUSE

$$\sqrt[3]{\left(\frac{4 F_{max}}{\pi d_s^2} \right)^2 + 4 \left(\frac{M_{fr}}{0,2 d_s^3} \right)^2} \leq \sigma_k \quad (12)$$

TURATIA CRITICA

$$n_{cr} = 402 \cdot 10^5 Q \cdot \frac{d_s}{z} \text{ , rot/min} \quad (13)$$

unde a este un coeficient ținînd seama de rezemare.

PUTEREA NECESARĂ ANTRENĂRII

$$P_{nec} = 0,736 F_{max} v_a \cdot n \cdot 10^{-3} / 60 \cdot \eta \text{ , kw} \quad (14)$$

RAPORTUL DE TRANSMITERE pentru cazul folosirii șuruburilor cu mai multe începuturi:

$$i_m = \frac{l' p}{\pi d_m} \cdot t_g \beta_m \quad (15)$$

1' fiind numărul de începuturi.

2. Pentru cuplele specializate calculul se completează cu etapele specifice care nu fac obiectul metodicii generale prezentate, ci

ele depind de soluția constructivă aleasă.

Alte elemente geometrice ale transmisiei se stabilesc funcție de soluția adoptată pentru recircularea bilelor, de canalele de etanșare, felul montajului și al reglării.

3. Metodica de proiectare prezentată, a transmisiei prin șuruburi cu bile, permite o alegere sau dimensionare eficiente utilizând calculatorul numeric.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Leiseder, L. Spindeltriebe mit Wälzlagern. In: Technische Rundschau, nr. 6, feb. 1973.
- [2] Pavlov, B. I. Șarikovîe mehanizmi v priborostroenii. Leningrad, Mașinostroenie, 1968.
- [3] Rabinovici, ș.a. Rulmenți. București, Editura tehnică, 1977.
- [4] Radu, A., Drăghici, I. și Suteu, V. Precizări asupra calculului transmisiilor prin șuruburi cu bile. In: Buletinul simpozionului "Mecanisme și transmisii mecanice", Timișoara, 1980, vol. II, p. 93-98.
- [5] Șuruburi cu bile. Normă internă, ICPMUA București.

DRAGHICI, I., RADU, A.

CONTRIBUTII LA SISTEMATIZAREA CALCULULUI ORGANOLIC

AL TRANSMISIILOR SURUB - PIULITA, CU BILE

Rezumat

Transmisiile gurub-piuliță, cu corpuri de rostogolire, se aplică, actual, pe scară largă în construcția de mașini.

Utilizarea corectă și eficientă este determinată și de modul de calcul și proiectare a transmisiilor respective.

În cele ce urmează sînt sistematizate aspectele principale ale dimensionării corecte și rapide a șuruburilor cu bile, metoda prezentată pretindu-se la utilizarea calculatoarelor numerice.

BEITRÄGE ZUR SYSTEMATISIERUNG DER BERECHNUNG DER

SCHRAUBE-MUTTER GETRIEBE MIT KUGELN

Zusammenfassung

Die Schraube - Mutter Getriebe mit Rollkörper werden heute in grossem Masse im Maschinenbau angewendet.

Die richtige und esfolgeiche Anwendung ist auch von der Berechnungs - und Konstruktionsweise der betreffenden Getriebe abhängig.

In der Arbeit werden die bedeutendsten Aspekte der richtigen Dimensionierung der Schrauben mit Kugeln Systematisiert. Die dergestellte Methodologie eignet sich auch im Fall der Anwendung numerischer Digitalrechnern.

INTENSITATEA DE DEFECTARE PREVIZIONALA PENTRU INTERFERENTE
DE TIP PROBABILIST - DETERMINIST

Ing. Bejan Costel, șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

În calculul fiabilității reperelor, subansamblurilor și ansamblurilor, cea mai importantă funcție este funcția intensității de defectare, care permite exprimarea cea mai generală a funcției de fiabilitate indiferent de tipul produsului sau de natura defecării acestuia.

Intensitatea de defectare instantanee este dată de relația

[1]:

$$\lambda = \frac{dn_d}{dt} \cdot \frac{1}{n_n}, \quad (1)$$

unde λ reprezintă cantitatea de produse defectate în timpul dt , iar n_n este numărul de produse rămase nedefectate în timpul t .

În determinarea fiabilității operaționale a produselor se utilizează, pentru calculul intensității de defectare, distribuțiile timpilor de defectare din experimentare sau din exploatare reală.

Pentru stabilirea fiabilității previzionale este necesară exprimarea intensității de defectare prin intermediul intersecțiilor dintre spectrul de solicitare și spectrul de rezistență caracteristice produsului.

Dacă banda de dispersie a rezultatelor este redusă, se poate considera că solicitarea, rezistența sau ambele sînt deterministe. Pentru caracterizarea intersecției dintre spectrul de solicitare și cel de rezistență se vor folosi două litere: prima se atribuie spectrului de solicitare, iar cea de a doua - spectrului de rezistență. Pentru spectrul determinist se va folosi litera D, iar pentru spectrul probabilist litera P. Conform acestei convenții, tipurile de intersecții posibile vor fi următoarele:

DD - spectrul de solicitare și cel de rezistență, deterministe (fig.1,a);

DP - spectrul de solicitare, determinist și cel de rezistență probabilist (fig.1,b);

PD - spectrul de solicitare, probabilist și cel de rezisten-

ță determinist (fig.1,c);

PP - spectrul de solicitare și cel de rezistență, probabilis-
te (fig.1,d).

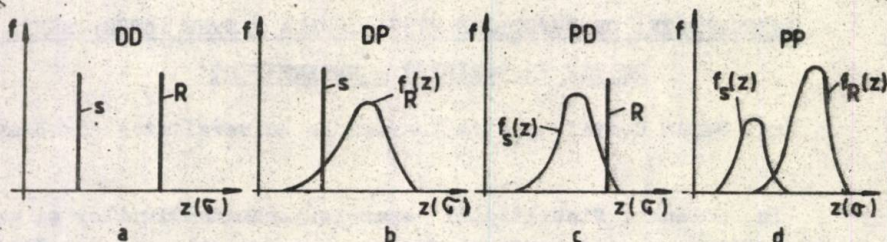


Fig.1

În mod frecvent se pot întâlni intersecții de tip DP sau PD în care spectrul probabilist este exprimat printr-o lege normală de distribuție. În abscisa figurilor 1 se poate considera fie solicitarea z , fie efortul unitar corespunzător $\sqrt{}$, în timp ce în ordonată se consideră densitatea de probabilitate f .

În cele ce urmează se va considera cazul intersecției de tip PD, spectrul de distribuție al solicitării fiind dat de relația:

$$f_s(z) = \frac{1}{d_s \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(z-\bar{s})^2}{2d_s^2}}, \quad (2)$$

$\bar{s}$ fiind valoarea solicitării medii, iar d_s abaterea medie pătratică a acesteia.

O primă problemă care trebuie rezolvată este legată de faptul că o distribuție a solicitării cu limitele $\pm \infty$ nu poate fi luată în considerare în calculul datorită limitărilor valorilor solicitării inferioare și cu S_s valoarea superioară a acesteia; în acest fel spectrul de solicitare va fi limitat între valorile S_i și S_s (fig.2).

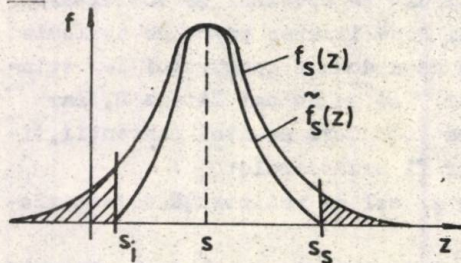


Fig.2

Relația reală a densității de distribuție a solicitării, $f_s(z)$, se va obține din cea teoretică introducând corecțiile de normare a legii teoretice [2].

Utilizând funcția integrală a lui Laplace, corecția pentru spectrul de solicitare este:

$$\Lambda_s = 1 - \int_{-\infty}^{S_i} f_s(z) dz - \int_{S_s}^{+\infty} f_s(z) dz, \quad (3)$$

sau:

$$\Lambda_s = 1 - \phi\left(\frac{s_t - \bar{s}}{d_s}\right) - \phi\left(\frac{s_s - \bar{s}}{d_s}\right). \quad (3')$$

Probabilitatea de defectare va fi dată de relația:

$$P_D = \int_{R(t)}^{s_s} f_s(z) dz, \quad (4)$$

unde $R(t)$ este variația în timp a rezistenței, considerată deterministă.

Considerînd că numărul de produse defectate este proporțional cu probabilitatea de defectare se obține:

$$n_D = k \cdot P_D = k \cdot \Lambda_s^{-1} \int_{R(t)}^{s_s} f_s(z) dz, \quad (5)$$

unde k este un coeficient de proporționalitate.

Derivînd, în raport cu timpul, relația (5) se obține:

$$\frac{dn_D}{dt} = k \Lambda_s^{-1} \frac{d}{dt} \left(\int_{R(t)}^{s_s} f_s(z) dz \right) = -k \Lambda_s^{-1} R'(t) \cdot f(R(t)), \quad (6)$$

în care $R'(t)$ este derivata în raport cu timpul a funcției $R(t)$.

Numărul de produse nedefectate va fi proporțional cu complementarea probabilității de defectare (probabilitatea de nedefectare sau fiabilitatea). Rezultă:

$$n_n = k(1 - P_D) = k \left(1 - \Lambda_s^{-1} \int_{R(t)}^{s_s} f_s(z) dz \right), \quad (7)$$

și în consecință relația (1) devine:

$$\lambda(t) = - \frac{\Lambda_s^{-1} R'(t) f_s(R(t))}{1 - \Lambda_s^{-1} \int_{R(t)}^{s_s} f_s(z) dz}. \quad (8)$$

Final, expresia (8) ia forma:

$$\lambda(t) = - \frac{R'(t) f_s(R(t))}{\Lambda_s - \int_{R(t)}^{s_s} f_s(z) dz}. \quad (9)$$

Pentru cazul particular al spectrului normal de solicitare, utilizînd relația (3') și considerînd o descreștere liniară în timp a rezistenței, intensitatea de defectare previzională este dată de relația:

$$\lambda(t) = \frac{\mathcal{L} \frac{1}{d_s \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(R - \lambda t - \bar{s})^2}{d_s^2}}}{1 - \phi\left(\frac{s_t - \bar{s}}{d_s}\right) - \phi\left(\frac{s_s - \bar{s}}{d_s}\right) - \phi\left(\frac{s_s - \bar{s}}{d_s}\right) + \phi\left(\frac{R - \lambda t - \bar{s}}{d_s}\right)}, \quad (10)$$

sau:

$$\lambda(t) = \frac{\mathcal{L} e^{-\frac{(R-\mathcal{L}t-\bar{s})^2}{d_s^2}}}{d_s \sqrt{2\pi} \left[1 - \phi\left(\frac{s_i - \bar{s}}{d_s}\right) - 2\phi\left(\frac{s_s - \bar{s}}{d_s}\right) + \phi\left(\frac{R-\mathcal{L}t-\bar{s}}{d_s}\right) \right]}, \quad (11)$$

în care variația liniară a rezistenței în timp este:

$$R(t) = R - \mathcal{L}t, \quad (12)$$

R fiind rezistența inițială, iar $\mathcal{L}$ fiind o constantă dependentă de tipul de degradare a produsului.

Relația (11) poate fi folosită pentru trasarea nomogramelor de proiectare. Dacă însă, din nomogramele rezultate în urma calculului se vor putea obține curbele de regresie, atunci este recomandat să se folosească relații "empirice" deduse din acestea.

Totodată, trebuie subliniat că în toate aceste relații, parametrul care caracterizează descreșterea (presupusă liniară) a rezistenței în timp are o valoare dificil de precizat pentru orice tip de solicitare. Anumite valori particulare ale coeficientului $\mathcal{L}$ se pot preciza, dar - în general - mai sînt necesare multiple studii pînă la elucidarea valorilor caracteristice tipului de organ de mașină, tipului de solicitare, tipului de întreținere (menținanță) ș.a.m.d.

De aceea, nomogramele se vor alcătui pentru ordonate de tipul funcției:

$$g(t) = \frac{\lambda}{\mathcal{L}}(t), \quad (13)$$

sau - într-un caz și mai general - considerînd pe $R'(t)$ ca viteza de variație a rezistenței în timp, nomogramele vor avea ca ordonată relația:

$$g(t) = \frac{\lambda(t)}{R'(t)}. \quad (14)$$

Se obțin, în acest din urmă caz:

$$g(t) = \frac{e^{-\frac{(R(t)-\bar{s})^2}{d_s^2}}}{d_s \sqrt{2\pi} \left[1 - \phi\left(\frac{s_i - \bar{s}}{d_s}\right) - 2\phi\left(\frac{s_s - \bar{s}}{d_s}\right) + \phi\left(\frac{R(t)-\bar{s}}{d_s}\right) \right]}. \quad (15)$$

Notînd cu $G(R(t))$, membrul din dreapta al relației (15), rezultă, considerîndu-se $R(t)$ ca o variabilă independentă, T:

$$G(T) = \frac{e^{-\frac{(T-\bar{s})^2}{d_s^2}}}{d_s \sqrt{2\pi} \left[1 - \phi\left(\frac{s_i - \bar{s}}{d_s}\right) - 2\phi\left(\frac{s_s - \bar{s}}{d_s}\right) + \phi\left(\frac{T-\bar{s}}{d_s}\right) \right]}. \quad (16)$$

Aşa după cum se observă relația (16) este imediat nomografiabilă, cunoscându-se poziția limitelor S_1 și S_2 față de $\bar{S}$.

Bibliografie

- [1] BAZOVSKY, I. Fiabilité. Theorie et pratique de la sûreté de fonctionnement. Paris, Dunod, 1964.
- [2] CIOCLOV, D. Rezistență și fiabilitate la solicitări variabile. Timișoara, Editura Facla, 1975.

BEJAN, C.

INTENSITATEA DE DEFECTARE PREVIZIONALĂ PENTRU INTERFERENTE
DE TIP PROBABILIST-DETERMINIST

Rezumat

În lucrare se tratează problema determinării intensității de defectare previzională pentru interferențe între spectrul de solicitare probabilist și valoarea rezistenței deterministe. Numărul de produse defectate se consideră proporțional cu probabilitatea de defectare, iar numărul de produse nedectate se consideră proporțional cu fiabilitatea.

VORAUSSICHTLICHE AUSFALLINTENSITÄT FÜR INTERFERENZEN VOM
PROBABILIST - DETERMINISTISCHEN TYP

Zusammenfassung

In der Arbeit wird das Problem der Bestimmung der voraussichtlichen Ausfallintensität für Interferenzen zwischen dem probabilistischen Beanspruchungsspektrum und dem Wert der deterministischen (Widerstand) Festigkeit behandelt. Die Anzahl der beschädigten Produkte wird als proportional mit der Ausfall probabilität, die Anzahl der nichtbeschädigten Produkte als proportional mit der Zuverlässigkeit angesehen.

CALDURA DE TRANSFORMARE, CALDURA SCHIMBATA SI CALDURA
ACUMULATA IN MOTOARE CU COMBUSTIE INTERNA

Dr.ing. A. Ionescu, șef lucrări;

Dr.ing. M. Mureșan, șef lucrări;

Ing. N. Serbănoiu, șef lucrări.

Universitatea din Brașov.

Transformările din motor sînt însoțite de un schimb de căldură numită căldură de transformare, care pentru transformările fără ardere se poate calcula din ecuația principiului I al termodinamicii

$$dQ_T = dU + p dV = \frac{1}{\kappa - 1} d(pV) + p dV, \quad (1)$$

iar pe transformarea de ardere ecuația bilanțului energetic se scrie sub forma

$$dQ_x = dQ_T - dQ_s, \quad (2)$$

în care: p , V reprezintă presiunea și volumul momentan; κ - exponentul adiabatic al mediului de lucru variabil cu temperatura și natura fluidului motor; dQ_x - căldura degajată în reacția elementară de ardere; dQ_s - căldura elementară destinată schimbului ireversibil.

Căldura degajată prin ardere se poate exprima în funcție de fracția elementară de combustibil arsă, sub forma

$$dQ_x = H_1 dx = CH_1 (m+1) \zeta^m (1-x) d\zeta, \quad (3)$$

în care fracția de combustibil x arsă, la momentul adimensional ζ , este exprimată cu legea de ardere Vibe:

$$x = 1 - e^{-C \zeta^{m+1}}, \quad (4)$$

unde C reprezintă o constantă de completitudine; m - exponent cinetic; ζ - abscisă adimensională.

Căldura elementară dQ_T în transformările fără ardere (compresie, destindere) reprezintă chiar căldura destinată schimbului ireversibil, iar pe transformarea de ardere ea reprezintă o fracție constantă din căldura de reacție

$$dQ_T = \psi dQ_X, \quad (5)$$

cu $\psi = 0,88 \div 0,92$ [1] și servește la variația energiei interne a fluidului motor și la efectuare de lucru mecanic. Căldura destinată schimbului este și ea constantă și rezultă din (2) sub forma

$$dQ_g = dQ_T - dQ_X = \psi dQ_X - dQ_X = (\psi - 1) dQ_X, \quad (6)$$

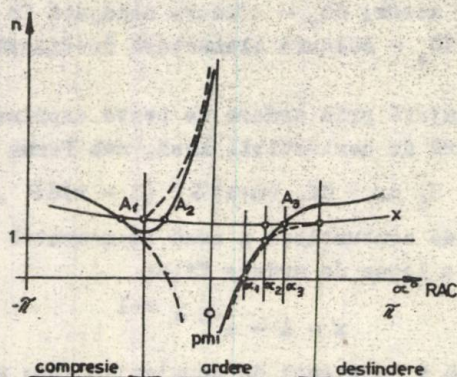
sau ținând seama de convenția de semne referitoare la călduri

$$|dQ_g| = (1 - \psi) dQ_X. \quad (6')$$

Prin urmare, ecuația (2) definește una din componentele diferențiale, dacă celelalte sînt cunoscute. Acesta este sensul rezolvării problemei la nivelul determinării parametrilor de stare p, T .

În această reprezentare, apare pentru $\psi = \text{const.}$ o contradicție formală la nivelul variațional, deoarece evaluările globale ale variațiilor dQ_T și dQ_g se confundă, pe cînd în ecuația (2) explicitarea lor sub forma (5) și (6) este inconsistentă.

Prima consecință a acestei inconsistențe, neesențială la calculul parametrilor p, T ai ciclului motor, este imposibilitatea punerii în evidență a stărilor de adiabatism aparent de la începutul și sfîrșitul arderii (stările A_2 și A_3 din fig.1).



- exponentul politropic al unei transformări reale,
- exponentul politropic în cazul legii de ardere Vibe cu $\psi = \text{ct.}$

Fig.1.

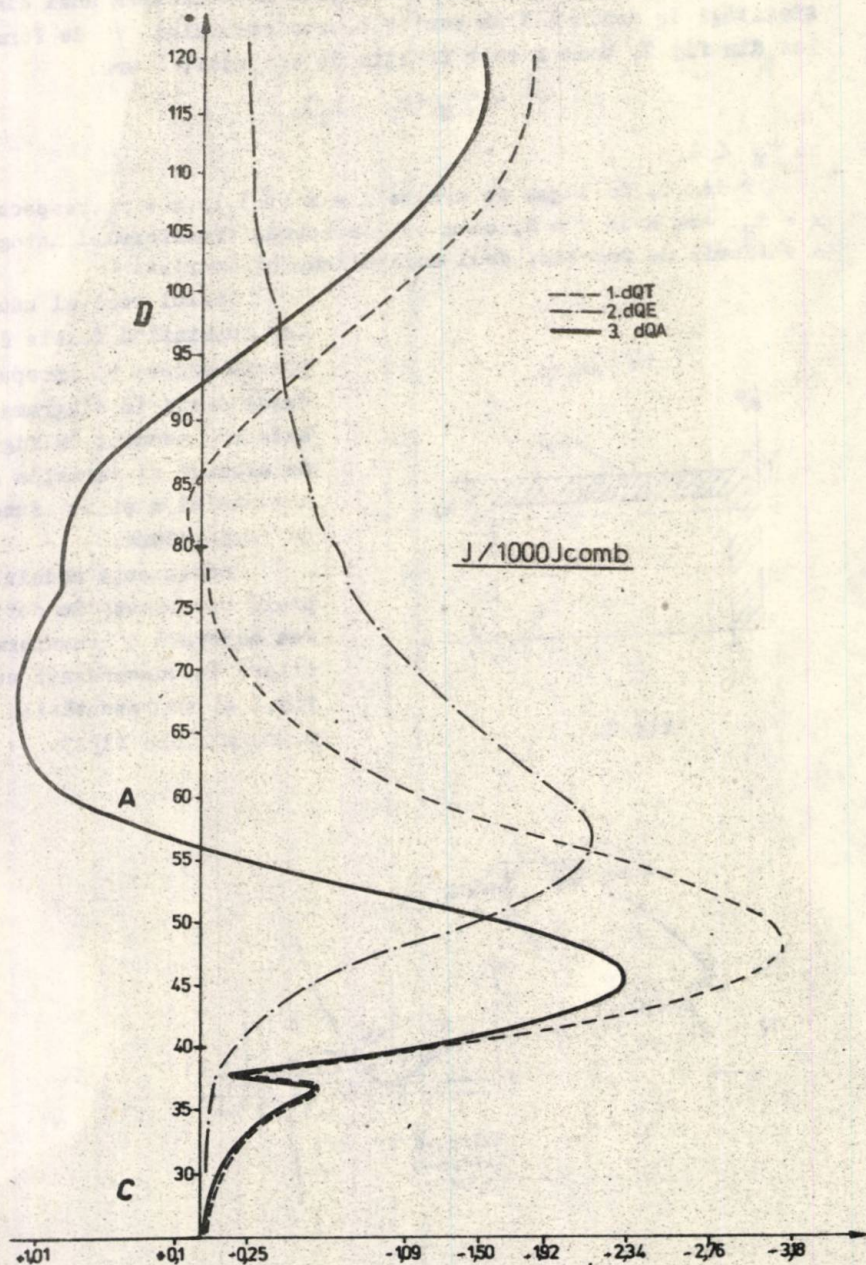


Fig.4.

Căldura generată prin transformări termodinamice elementare este evacuată prin schimb. Dacă sistemul în ansamblu atinge un regim termic global staționar, în elementar și local regimul este nestaționar.

$$dQ_T \neq dQ_E \quad (8)$$

unde dQ_E reprezintă căldura evacuată prin sistemul de răcire ce se poate exprima cu una din relațiile propuse în literatură [2].

Inegalitatea (8) poate fi completată la egalitate, antrenând în sistem capacitatea termică a conturului de control cu rolul de acumulator.

$$dQ_A = dQ_T - dQ_E \quad (9)$$

devenind posibil, pe această cale, determinarea regimului tranzitoriu de acumulare de căldură în conturul de control al mediului motor. Această acumulare a fost urmărită pentru un motor Diesel în prototip la ICPAT - Brașov prin vectorii de evoluție a căldurilor de transformare, acumulare și eliberare, constituiți pe diviziunea de staționaritate locală [3]. Acumularea pentru aplicația condusă este redată în fig.4.

BIBLIOGRAFIE

- [1] VIBE, I. Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. Berlin, VEB Verlag Technik 1970.
- [2] WOSCHNI, G. Beitrag zum Problem der Wärmeübertragung in Verbrennungsmotoren, CMAI, sept.1967, București.
- [3] IONESCU, A., TOPAN, M. Reprezentarea matricială a transferului de căldură în motoarele cu combustie internă. Bul. Inst. Politehnic Brașov, XIII (1971)4, pg.175-181.

IONESCU, A., MURESAN, M., SIERBANCIU, N.

CALDURA DE TRANSFORMARE, CALDURA SCHIMBATA SI CALDURA
ACUMULATA IN MOTOARE CU COMBUSTIE INTERNA

Rezumat

Lucrarea prezintă un model matematic mai apropiat procesului real din motor, pentru determinarea căldurii de transformare și căldurii destinate schimbului. Este prezentată o aplicație condusă pe un motor Diesel de 24 CP, la care se determină căldura acumulată în conturul de control al fluidului motor.

ZUSTANDSÄNDERUNGSWÄRME, ÜBERTRAGUNGSWÄRME UND
WÄRMESPEICHERUNG BEI VERBRENNUNGSMOTOREN

Zusammenfassung

Die Arbeit bietet ein mathematisches Modell für die Bestimmung der Wärme die während den Zustandsänderungen frei wird und der Übertragungswärme, welches das reale Motorprozess besser beschreibt. Es wird ein Beispiel für einen Dieselmotor von 24 PS dargestellt, bei welchem die Wärme die sich in der Systemgrenze des Fluidummotors speichert, bestimmt wird.

UN MODEL FIZICO-MATEMATIC AL EJECTIEI DE TIP COANDA

Dr.ing.G. Turzo, șef de lucrări;
Dr.ing.V. Benche, conferențiar;
Dr.ing.L. Benche, conferențiar;
Ing. M. Ivănciu, asistent,
Universitatea din Brașov;
Mat.A.Kopan, ing.sistem la CTCE Brașov.

1. Introducere

Fenomenul, cunoscut în literatura de specialitate sub denumirea de "efect Coandă", se pretează la multe utilizări practice, concretizate în foarte multe brevete de invenții. Deși efectul a fost descoperit în anul 1934, atracția lui nu a scăzut din intensitate.

Studiile legate de unele aplicații ale efectului Coandă au avut, de multe ori, un aspect pur empiric, sau chiar numai experimental. De fapt, nici în momentul de față, nu se poate vorbi despre un model fizico-matematic complet al acestui efect.

O preocupare consecventă în România privind efectul gazodinamic Coandă se poate semnală numai începând din anul 1959, mulțumită lui C. Teodorescu - Tintea, care, printr-o serie de lucrări, din care semnalăm numai [1], [2] și [3], i-a actualizat și evidențiat importanța, respectiv prin studii teoretice și experimentale valoroase a contribuit la crearea unei școli românești în acest domeniu.

În cadrul Universității din Brașov cercetările privind aplicațiile efectului Coandă sînt legate de realizarea și experimentarea unor ejectoare utilizate ca aparate cu inducție gazodinamică în sisteme de ventilarea și condiționarea aerului, transport pneumatic, ș.a., valorificînd, ca agent motor, energia secundară, reziduale sau disponibile în industrie (aer comprimat, gaze arse, abur).

2. Principiul ejectiei Coandă

Principiul de funcționare al ventejectoarelor Coandă se bazează pe generarea unei unde depresionare prin atașarea turba-

lentă a unui jet fluid plan pe o suprafață volet, într-un spațiu limitat.

În figura 1 este prezentat un ventejector plan.

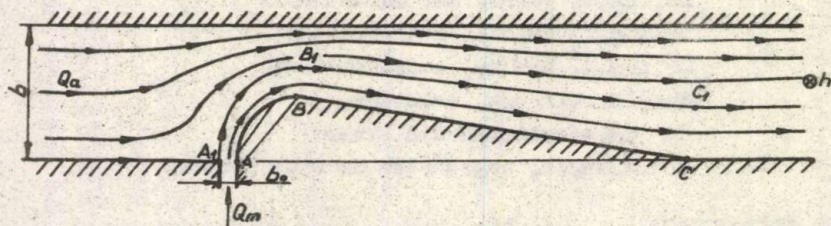


Fig. 1.

Fluidul motor, avînd debitul Q_m , pătrunde în ventejector printr-o fantă de lățime b_0 și evoluează pe voletul depresiv Coandă ABC.

Din cauza depresiunii create, prin canalul de secțiune dreptunghiulară $b \times h$ va fi aspirat fluidul antrenat, avînd debitul Q_a .

Acest tip de ventejector deja și-a dovedit eficiența, realizînd coeficienți de eiecție mult superiori eiecătoarelor clasice [4].

Colectivul de autori își propune un studiu complet teoretic - experimental al acestui tip de ventejector.

Din punct de vedere teoretic problema se poate încadra în teoria jeturilor parțial limitate, de voletul depresiv ABC și granița fluidă $A_1 B_1 C_1$, unde are loc schimb de energie între fluidul motor și fluidul antrenat.

Aplicarea teoriei jeturilor presupune cunoașterea prealabilă al cîmpului de viteze și de presiune, în ipoteza fluidului ideal.

3. Modelul fizico - matematic al mișcării.

În cadrul acestei lucrări se prezintă metodologia de determinare a cîmpului de viteze.

În vederea generalizării soluției, calculele se fac cu mărimi adimensionale, admitînd o valoare egală cu unitatea pentru lățimea b a canalului.

Pe paleta depresivă, respectiv pe pereții rigizi în aval și în amonte de această paletă, se aleg N puncte primare.

Prin transformarea :

$$B(Z): \quad Z = e^{\pi \cdot z},$$

figia din fig.2 se transformă în domeniul aproximativ semiplan (f-g.3).

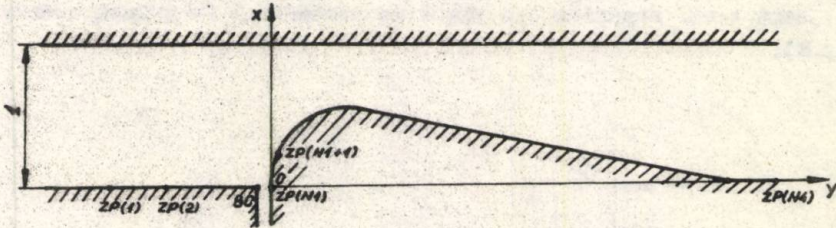


Fig. 2.

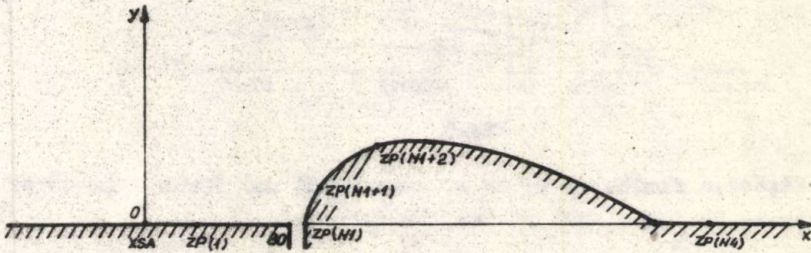


Fig. 3.

Punctul XSA corespunde punctului $-\infty$ din fig.2, adică va fi punctul în care va fi plasată sursa fluidului antrenat.

Aplicând asupra domeniului din fig.3 metoda transformărilor succesive Δ , prezentată în lucrarea [5], și netind prin $XSM = XP(N1)$, prin succesiunea de transformări:

$$\square \Delta(Z) : \quad Z = \square \bigwedge_{K=1}^K (Z) ;$$

$$T_0 : \quad Z = Z - XSA ;$$

$$T_1 : \quad Z = Z - XSM ,$$

se ajunge pe semiplanul superior (fig.4).

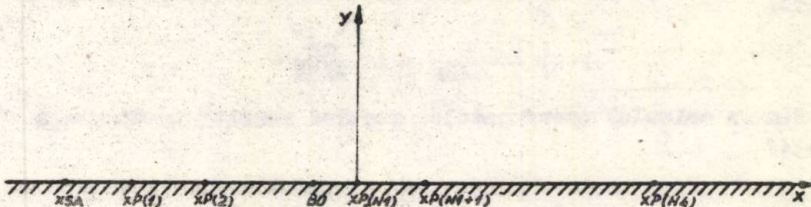


Fig. 4.

Aplicind transformarea :

$$T_2 : \quad Z = z^{1/2},$$

semiplanul superior din fig.4 se transformă în primul cadran (fig.5):

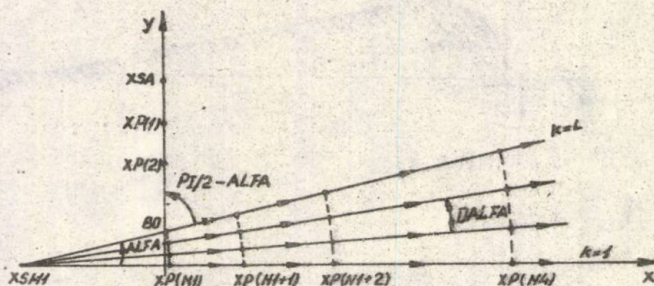


Fig.5.

Miscarea fluidului motor se imaginează sub forma existenței unei surse în interiorul fantei, la distanța

$$XSM1 = - \frac{BQ}{TANG(ALFA)}.$$

Miscarea va fi descrisă de funcția:

$$F(Z) = \frac{QM}{ALFA} \log(Z - XSM1),$$

sau notind :

$$F(Z) = \frac{F(Z)}{QM},$$

$$F(Z) = \frac{1}{ALFA} \log(Z - XSM1).$$

Alegind L linii de curent, și folosind notațiile :

$$Z - XSM1 = Re^{iTE}, \quad DALFA = \frac{ALFA}{L-1},$$

rezultă:

$$F(Z) = \frac{R}{ALFA} + i \frac{TE}{ALFA}.$$

Pentru calculul coordonatelor rețelei rezultă următoarele formule:

$$\begin{aligned}
 R &= \sqrt{B_0^2 + XSM_1^2}, & N &= N_1; \\
 R &= XP(N) - XSM_1, & N &\in [N_1+1; N_4]; \\
 TE &= DALFA \cdot x(K-1), & K &\in [1, L]; \\
 X(K, N) &= R \cdot \cos(TE) + XSM_1, & K &\in [1, L]; \\
 Y(K, N) &= R \cdot \sin(TE), & N &\in [N_1; N_4].
 \end{aligned}$$

Aplicind transformările:

$$T 3: \quad Z = Z - B_0,$$

asupra punctelor ISA, respectiv $XP(N)$, pentru $N \in [1, N_1-1]$ și notind $XP(N) = X(L, N)$, pentru $N \in [N_1, N_4]$,

$$T 4: \quad Z = Z \frac{PI}{PI/2 - ALFA},$$

domeniul din primul cadran, cuprins între axa Y și linia de curent $K=L$ se transformă pe semiplanul superior (fig.6).

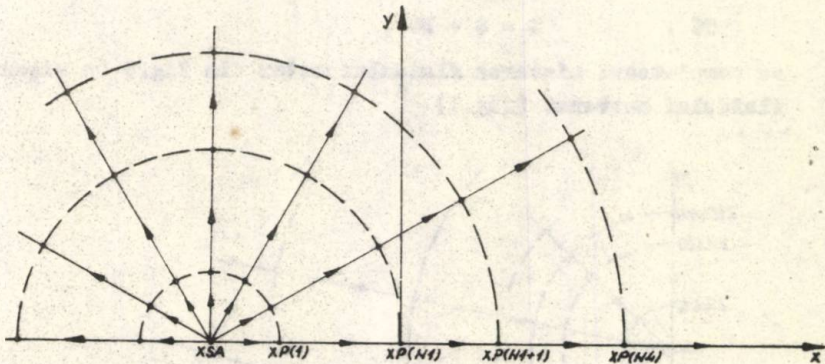


Fig.6.

Mișcarea fluidului antrenat pe semiplanul superior va fi descrisă de funcția:

$$F(Z) = \frac{QA}{\square} \text{LOG}(Z - XSA),$$

sau notind:

$$F(Z) = \frac{F(Z)}{QA},$$

$$F(Z) = \frac{1}{\square} \text{LOG}(Z - XSA).$$

Alegând $L1-L$ binii de curent și folosind notațiile:

$$Z - XSA = R e^{iTB}, \quad DTB = \frac{\pi}{L1-L}.$$

rezultă :

$$P(Z) = \frac{R}{\pi} + i \frac{TB}{\pi}.$$

Pentru calculul coordonatelor rețelei rezultă următoarele formule:

$$R = XP(N) - XSA, \quad N \in [1, N4];$$

$$TB = DTB \times (K-1), \quad K \in [1; L1];$$

$$X(K, N) = R \cos(TB) + XSA, \quad K \in [1; L1];$$

$$Y(K, N) = R \sin(TB), \quad N \in [1, N4].$$

Aplicând transformările:

$$T5: \quad Z = Z \frac{\pi/2 - \alpha}{\pi},$$

$$T6: \quad Z = Z + B0,$$

se completează mișcarea fluidului motor din fig.5 cu mișcarea fluidului antrenat (fig.7).

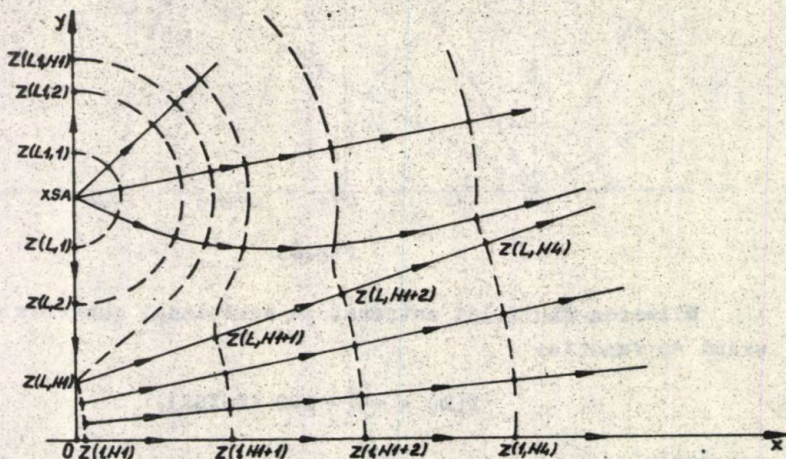


Fig. 7.

Prin transformările:

$$T7 : \quad Z = Z^2 ;$$

$$T8 : \quad Z = Z + ISM ;$$

$$T9 : \quad Z = Z + ISA ;$$

$$\bigcap \bigwedge^{-1}(Z) : \quad Z = \bigcap_{K=L}^1 \bigwedge_X^{-1}(Z) ;$$

$$\text{LOG}(Z) : \quad Z = \frac{1}{\bigcap} \text{LOG}(Z),$$

rețeaua de puncte din fig.7 se transformă în planul fizic (fig.2).

Pe baza metodei expuse a fost programat un calcul în limbajul FORTRAN și rulat pe calculator.

Cercetările care se efectuează în continuare au drept scop verificarea și perfecționarea modelului fizico-matematic elaborat.

BIBLIOGRAFIE

- [1] TEODORESCU - TIMTEA, C. Contribuții la studiul efectului Coandă. In: Revista Transporturilor, vol.7, nr.1, 1960.
- [2] TEODORESCU - TIMTEA, C. Asupra determinării forțelor gazodinamice care solicită voietul Coandă. In: Revista Transporturilor, Vol.9, nr.10, 1962.
- [3] TEODORESCU - TIMTEA, C. Considerații teoretice asupra efectului Coandă. In: Revista Transporturilor, Vol.10, nr.6, 1963.
- [4] BENCHE, V., BENCHE, L., TURZO, G. Cercetări experimentale privind ventejectorul Coandă cu palete depresive. In: Buletinul tehnico-științific CIT Brașov 1979, Mecanica aplicată, tom III, Vol.1, p.30...40.
- [5] TURZO, G. Contribuții la studiul mișcării fluidelor reale incompresibile în regim turbulent prin semidifuzoare plane. Teza de doctorat, I.P. Timișoara, 1978.

TURZO, G., BENCHE, V., BENCHE, I., IVANCIU, M., KOPAN, A.

UN MODEL FIZICO - MATEMATIC AL EJECTIEI DE TIP COANDA

Rezumat

Se prezintă un model fizico - matematic al ejectiei de tip Coandă într-un spațiu limitat, elaborat pe baza metodei transformărilor conforme, care determină cimpul de viteză pentru fluidul motor și, respectiv, antrenat.

A PHYSICO - MATHEMATICAL PATTERN OF COANDA TYPE EJECTION

Abstract

A physico - mathematical pattern of Coandă type ejection within a limited space is presented. The pattern is elaborated on the basis of conformal transformations method which causes the speed field for the primary and secondary fluid respectively.

EQUAȚIE CRITERIALĂ PRIVIND SCHIMBUL CONVECTIV DE CALDURĂ
AL SOLUȚIILOR ADITIVATE

Dr.ing.M. Murașan, șef lucrări;
 Dr.ing.V. Hoffmann, profesor emerit;
 Ing. N. Serbănoiu, șef lucrări;
 Dr.ing.A. Ionescu, șef lucrări,
 Universitatea din Brașov.

În ultimul timp se utilizează în tehnică tot mai mult metoda aditivării diferitelor lichide cu scopul de a le conferi anumite proprietăți, putând în acest fel influența și procesele de schimb de căldură. Introducerea substanțelor tensioactive, ca aditivi, pot conduce fie la intensificarea schimbului de căldură, fie la diminuarea lui, ambele variante găsindu-și aplicații practice.

De asemenea s-a constatat că prezența în apă a anumitor polimeri, în proporții foarte mici, înseamnă o reducere a coeficienților de frecare.

Efectul adănsului de polimeri asupra transferului de căldură a fost studiat de către mai mulți cercetători care au propus expresii semiempirice pentru calculul coeficientului de transfer de căldură prin convecție.

Astfel Metzner și Friend [1] propun următoarea expresie

$$St = \frac{f/2}{1,2 + 11,8 (Pr-1) \cdot Pr^{-1/3} \cdot (f/2)^{1/2}}, \quad (1)$$

unde: St este invariantul lui Stanton;

Pr - invariantul lui Prandtl;

f - coeficientul de frecare Darcy - Weisbach.

Relația însă nu a dat rezultate satisfăcătoare și a fost corectată de Pruitt, Whitsit și Grewford sub forma

$$St = \frac{f/2 (1 - FR)}{1,2 + 11,8 (Pr-1) Pr^{-1/3} [f/2(1-FR)]^{1/2}}, \quad (2)$$

unde

$$FR = \frac{\Delta p_b - \Delta p_s}{\Delta p_b}, \quad (3)$$

p_b fiind căderea de presiune în fluidul de bază;

p_s - căderea de presiune în soluția de polimer la aceeași vâlcare a vitezei.

Nici sub această formă rezultatele obținute nu s-au corelat cu cele experimentale în toate cazurile.

M. Perea și V. Pas [1] propun utilizarea următoarei relații pentru calculul transferului de căldură:

$$St = \frac{(f/s)^{1/2}}{y_1^+ \left\{ \ln [Pr - (Pr-1)y_1^+/y_2^+] + (Pr-1) \right\} + (s/f)^{1/2} + 125(f/s)/16} \quad (4)$$

unde y^+ este distanța adimensională de la perete, dată de relația

$$y^+ = \frac{y}{\nu} \cdot \frac{\tau_w}{\rho}, \quad (5)$$

indicele 1 indică stratul laminar, 2 zona tampoan iar mărimile care apar în relații au următoarea semnificație:

τ_w - tensiunea de forfecare la perete;

ρ - masa specifică;

ν - vîscozitatea cinematică.

Pentru coeficientul de frecare se propune relația

$$(f/s)^{1/2} = 2,5 \ln \left[0,356 \left(\frac{PN}{s} \right)^c \cdot \left(\frac{Re}{(f)^{1/2}} \right)^{1+2c} \right], \quad (6)$$

în care PN este număr adimensional caracteristic polimerului, calculat cu formula

$$PN^2 = \frac{t_1 \cdot \nu}{2R}, \quad (7)$$

iar t_1 este timpul caracteristic de relaxare al polimerului;

R - raza conductei;

c - parametru care depinde de concentrație dat pentru soluții diluate de guar - gum sub forma

$$c = 0,0226 Pe, \quad (8)$$

Pe fiind concentrația în p.p.m.

Din relația (4) rezultă o micșorare a coeficientului de transmitere a căldurii în cazul soluțiilor de guar - gum față de

apa pură, scădere cu atât mai pronunțată cu cât crește concentrația.

Pentru apă în curgerea turbulentă datele transferului de căldură sînt în perfect acord cu corelația Dittus - Boelter exprimată prin ecuația,

$$(St).(Pr)_b^{0,6} = 0,0234 (Re)_b^{-0,2}, \quad (9)$$

iar reducerea maximă a transferului de căldură obținută cu soluțiile de polimeri a fost limitată prin asimptota

$$(St)(Pr)_b^{0,6} = 0,184 (Re)_b^{-0,54}. \quad (10)$$

Indicele b se referă la fluidul de bază.

Intensificarea transferului de căldură cu creșterea concentrației a fost pusă în evidență de cercetările efectuate de Basit H. Shah și Ron Darby [2].

Cercetările experimentale [3] au pus în evidență influența polimerului alchil - sulfat - primar - liniar - condiționat asupra transferului de căldură prin convecție. Lucrarea de față își propune obținerea unei ecuații de invarianți care să se coreleze cu rezultatele experimentale. Relația găsită este de forma

$$St = 0,02 \cdot \frac{1 + 10^{-3} \cdot C}{(Pr)_b^{1,13} \cdot (Re)_b^{0,1}}, \quad (11)$$

în care C reprezintă concentrația polimerului în p.p.m.

Reprezentarea grafică a rezultatelor experimentale cît și a celor obținute cu ajutorul relației (11) este redată în figurile 1 și 2, invariantul lui Prandtl fiind menținut constant și egal cu $Pr = 4,7$ și, respectiv, $Pr = 2,8$. Ambele figuri relevă intensificarea schimbului de căldură în prezența polimerului față de fluidul de bază (apa) și cu creșterea concentrației. Se observă de asemenea verificarea satisfăcătoare a curbelor obținute cu ajutorul relației (11) de către punctele experimentale.

Figurile 3, 4 și 5 pun în evidență influența invariantului Prandtl, determinat experimental, asupra transferului de căldură la concentrații constante și egale cu $C = 50$ ppm, $C = 80$ ppm și, respectiv, $C = 100$ ppm. Se remarcă o creștere importantă a transferului de căldură la modificări relativ mici ale invariantului Prandtl.

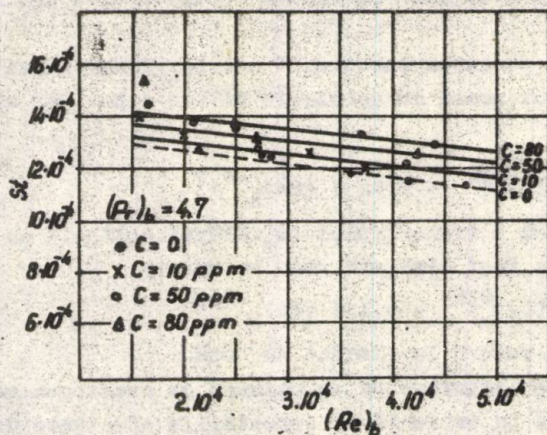


Fig. 1.

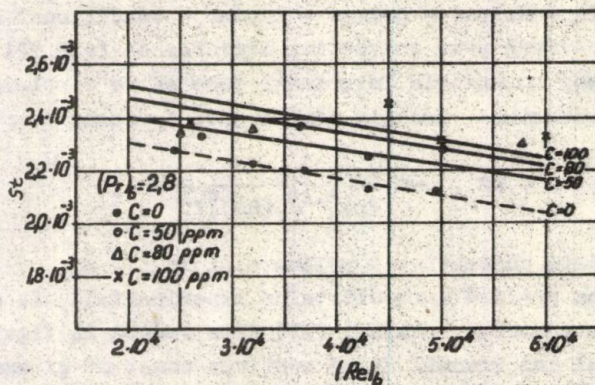


Fig. 2.

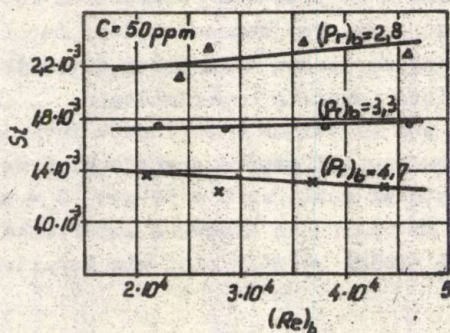


Fig. 3.

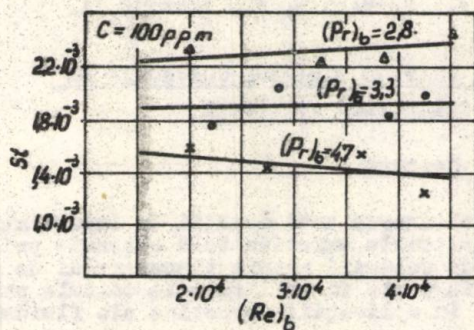


Fig. 4.

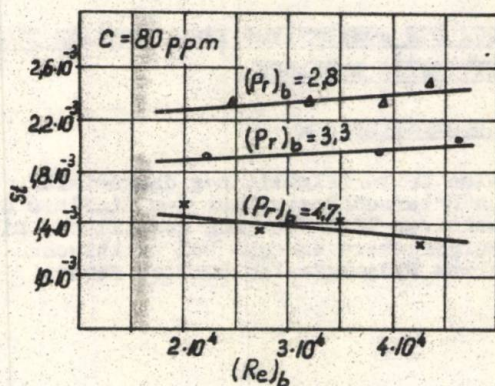


Fig. 5.

BIBLIOGRAFIE

- [1] M. POREN, V. PAZ. Turbulent heat transfer to dilute polymer solution. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 11, Nr. 5/1968, p. 805.
- [2] B.H. SHAH, R. DARBY. The effect of surfactant on evaporative heat transfer in vertical film flow. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 13, Nr. 5/1970, p. 835-848.
- [3] M. MURESAN. Transmiterea căldurii prin conducție și convecție prin fluide cu materiale tensioactive - teză de doctorat.
- [4] V. HOFFMANN, V. BENCHE, M. MURESAN, G. TURZO. Sistem de recuperare a căldurii din surse aflate la nivel termic scăzut. Bulletinul Universității din Brașov, Seria A, Vol. XVIII/1976.

S-a obținut deci o relație care permite calculul coeficientului de schimb de căldură prin convecție în cazul în care soluția de polimer studiată ar fi utilizată în aplicații practice. Un exemplu de folosire al acestei soluții l-ar constitui recuperarea căldurii din agenți aflați la nivel termic relativ scăzut prin recuperatoare cu fluid intermediar, fluidul intermediar fiind soluția aditivată.

MURESAN, M., HOFFMANN, V., SERBANCIU, N., IONESCU, A.

ECUAȚIE CRITERIALA PRIVIND SCHIMBUL CONVECTIV DE
CALDURA AL SOLUȚIILOR ADITIVATE

Rezumat

Lucrarea își propune obținerea unei ecuații de invarianți care să se coreleze cu rezultatele experimentale obținute privind influența soluțiilor de polimeri asupra transferului de căldură prin convecție. Ecuația poate fi utilizată la calcule privind transferul de căldură în aplicațiile practice ale fluidelor aditivate.

KRITERIALGLEICHUNG FÜR DEN KONVEKTIVEN WÄRMEÜBERGANG DER
ADDITIVIERTEN LÖSUNGEN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine Kriterialgleichung dargestellt, welche die experimentellen Untersuchungen über den Einfluss der Polymerlösungen beim konvektiven Wärmeübergang korreliert. Die Gleichung kann in Wärmeübergangsberechnungen bei praktischen Anwendungen der additvierten Flüssigkeiten benutzt werden.

SOLUTII EXACTE ALE TRANSFERULUI DE CALDURA IN CAZUL
MISCARII NESTAȚIONARE A FLUIDELOR VISCOASE.

Ovidiu Badea și Mircea Lupu, Universitatea din Brașov.

1. Considerăm mișcarea nestaționară a unui fluid viscos incompresibil printr-o conductă cilindrică. Ecuațiile de mișcare ale fluidului viscos, date de Navier-Stokes [1], față de un sistem de axe inerțiale $o x_i$ ($i = 1, 2, 3$), în absența forțelor masice, sînt

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial v_j}{\partial x_j} v_j = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 v_i ; \quad (i, j = 1, 2, 3), \quad (1)$$

unde componentele vitezei $\vec{v}$ sînt $v_1 = u$, $v_2 = v$, $v_3 = w$, p este presiunea, ρ densitatea și μ viscozitatea fluidului. Fluidul fiind incompresibil, ρ este constant și ecuația de continuitate devine

$$\text{div } \vec{v} = 0. \quad (2)$$

Să considerăm că mișcarea este laminară și are loc paralel cu o singură direcție; alegem deci sistemul de axe ox_i astfel ca $x_1 = x$, $x_2 = y$, $x_3 = z$, iar oz să fie paralelă cu generatoarele cilindrului. În acest caz componentele vitezei $u = 0$, $v = 0$, iar din ecuația de continuitate (2) rezultă

$$\frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (3)$$

În acest caz ecuațiile (1) devin

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad \text{și} \quad (4)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (5)$$

În general gradientul de presiune în cazul mișcării nestaționare este o funcție dată de timp ($t \geq 0$)

$$-\frac{1}{\xi} \frac{\partial p}{\partial z} = F(t) \quad (6)$$

și deci din (3) - (6) rezultă că $p = p(z, t)$, $w = w(x, y, t)$, iar pentru determinarea lui w problema devine plană în cazul unui t fixat.

Deoarece fluidul este viscos el aderă la suprafața interioară S a conductei, deci făcînd o secțiune transversală conductei S se obține un contur L (ce limitează domeniul D).

$$w|_L = 0. \quad (7)$$

Problema fiind în caz nestaționar trebuie considerată condiția inițială

$$w(t = 0, x, y) = w_0(x, y), \quad (x, y) \in D, \quad (8)$$

unde w_0 este o funcție continuă pe $\bar{D}$ și trebuie deci ca $w_0(x, y)|_L = 0$.

Am obținut pentru determinarea lui $w(x, y, t)$ din (5)-(8) următoarea problemă la limită

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) + \nu F(t), \quad w|_L = 0, \quad w(0, x, y) = w_0(x, y), \quad (9)$$

unde $w(t, x, y) \in C^2(D)$, iar $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ este viscozitatea cinematică. Observăm că, spre deosebire de cazul nestaționar cînd ecuația (9) este de tip eliptic [2], acum avem o problemă pentru o ecuație de tip parabolic.

2. Considerînd conducta încălzită pe suprafața S , în acest caz poate avea loc un transfer de căldură de la conductă spre interiorul fluidului prin conductibilitate și convecție. Distribuția temperaturii $T(x, y, z, t)$ în fluidul care este în mișcare depinde deci și de cîmpul vitezelor și este dată de ecuația [3]:

$$\rho C \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial T}{\partial x_j} \cdot v_j \right) = 2\mu \left[(\text{grad } \vec{v})^2 + 2(a_{12}^2 + a_{13}^2 + a_{23}^2) \right] + k \Delta T, \quad j=1, 2, 3, (10)$$

unde constantele C și K sînt respectiv căldura specifică și coeficientul de conductivitate termică a fluidului, iar $a_{ij} = \frac{1}{2}(v_{i,j} + v_{j,i})$, $i, j = 1, 2, 3$ este tensorul viteză de deformare.

Utilizînd condițiile pentru viteza fluidului viscos din prima parte și ipoteza că temperatura este constantă de-a lungul direcției de curgere (pentru un t fixat), ecuația (10) devine

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{K}{\rho C} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\nu}{C} \left[\left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]. \quad (11)$$

Condițiile la limită și inițiale pentru $T(t, x, y)$ sînt

$$T(t, x, y)|_L = H(t, x, y), (x, y) \in L, T(0, x, y) = T_0(x, y), (x, y) \in \bar{D}, (12)$$

unde H și T_0 sînt funcții date îndeplinind condițiile de regularitate pe $\bar{D}$, deci $H(0, x, y) = T_0(x, y), (x, y) \in L$.

Observăm problema la limită pentru T , (11), (12) este de aceeași natură cu problema (9), aici al doilea termen din (11) este cunoscut din rezolvarea problemei (9). Vom rezolva în continuare cele două probleme pentru W și, respectiv, pentru T considerînd că fluidul curge printr-o conductă cu secțiune dreptunghiulară, axa oz trecînd prin centrele acestor dreptunghiuri.

3. Studiăm mai **întîi** rezolvarea unei probleme la limită pentru ecuații parabolice, care generalizează problemele de tipul (9), (11), (12).

Considerînd un domeniu plan D , delimitat de curba închisă L , netedă pe porțiuni să determinăm o funcție $Z(t, x, y) \in C^2(D)$, care verifică ecuația și condițiile la limită

$$\frac{\partial Z}{\partial t} = \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 Z}{\partial y^2} + F(t, x, y); \quad (13)$$

$$Z(0, x, y) = f(x, y); \quad (14)$$

$$Z(t, x, y)|_L = g(t, x, y), \quad (15)$$

unde $g(t, x, y)$ continuă pe L și $f(x, y) \in C^1(D)$ cu $g(t, x, y)|_L = F(x, y)$. În aceste condiții această problemă admite soluție unică în D . Dacă există o funcție $K(t, x, y) \in C^2(D)$, cu $K(t, x, y)|_L = g(t, x, y)$, atunci punînd

$$Z(t, x, y) = Z_0(t, x, y) + K(t, x, y), \quad (16)$$

obținem că $Z_0(t, x, y)$ va fi soluție a problemei

$$\frac{\partial Z_0}{\partial t} - \Delta Z_0 = -\frac{\partial K}{\partial t} + \Delta K + F(t, x, y) = G(t, x, y); \quad (17)$$

$$Z_0(0, x, y) = f(x, y) - K(0, x, y) = H(x, y); \quad (18)$$

$$Z_0(t, x, y) = 0 \quad (x, y) \in L. \quad (19)$$

Soluția acestei probleme o căutăm de forma

$$Z_0(t, x, y) = Z_1(t, x, y) + Z_2(t, x, y), \quad (20)$$

unde pentru Z_1 și Z_2 vom rezolva următoarele probleme la limită

$$\frac{\partial Z_1}{\partial t} - \Delta Z_1 = 0, Z_1(0, x, y) = H(x, y), Z_1(t, x, y)|_L = 0, \quad (21)$$

$$\frac{\partial Z_2}{\partial t} - \Delta Z_2 = G(t, x, y), Z_2(0, x, y) = 0, Z_2(t, x, y)|_L = 0. \quad (22)$$

Pentru problema (21) putem aplica metoda separării variabilelor căutînd soluția de forma

$$Z_1(t, x, y) = T(t) \cdot A(x, y). \quad (23)$$

Înlocuind în (21), obținem $\frac{T'}{T} = -\frac{\Delta A(x, y)}{A(x, y)} = -\lambda^2$; dacă domeniul D permite, putem determina valorile proprii λ_{ij} și funcțiile proprii $a_{ij}(x, y)$ pentru problema $\Delta A(x, y) + \lambda^2 A(x, y) = 0$ cu $A(x, y)|_L = 0$. Soluția atunci va fi de forma $Z_1(t, x, y) = \sum_{i,j} C_{ij} e^{-\lambda_{ij}^2 t} \cdot a_{ij}(x, y)$, în care constantele C_{ij} se pot determina din condițiile (21).

Aplicând în continuare principiul lui Duhamel [4], soluția problemei (22) este de forma

$$Z_2(t, x, y) = \int_0^t z(t - \alpha, \alpha, x, y) d\alpha, \quad (24)$$

unde $z(t, \alpha, x, y)$ este soluția problemei

$$\frac{\partial^2 z}{\partial t^2} - \Delta z = 0, \quad z(t, \alpha, x, y)|_{t=0} = G(\alpha, x, y), \quad z(t, \alpha, x, y)|_L = 0. \quad (25)$$

Se vede că problema (25) este de același tip cu (21).

4. Considerând conducta de secțiune dreptunghiulară, domeniul $D = \{-a \leq x \leq a, -b \leq y \leq b\}$ și deci pentru determinarea lui $W(t, x, y)$ trebuie să rezolvăm problema (9) care este de tipul (17)-(19). Căutăm deci $W(t, x, y) = W_1(t, x, y) + W_2(t, x, y)$, unde pentru W_1 și W_2 vom rezolva problemele de tipul (21) și (22) făcând mai întâi schimbarea $\bar{z} = y t$

$$\frac{\partial^2 W_1}{\partial \bar{z}^2} = \Delta W_1; \quad W_1(x = \pm a, y = \pm b) = 0, \quad W_1(0, x, y) = W_0(x, y). \quad (26)$$

Considerăm pentru (26) soluții de forma

$$W_1(\bar{z}, x, y) = \Theta(\bar{z}) \cdot X(x) Y(y) \quad (27)$$

și înlocuind obținem

$$\frac{\Theta'}{\Theta} - \frac{Y''}{Y} = \frac{X''}{X} = -\lambda^2. \quad (28)$$

Problema $X'' + \lambda^2 X = 0$ cu $X(a) = X(-a)$, admite valorile proprii $\lambda_i = \frac{i\pi}{2a}$ ($i = 1, 2, \dots$), iar funcțiile proprii corespunzătoare

$$X_1(x) = \cos \frac{i\pi}{2a} \cdot x, \quad i = 2m - 1; \quad X_i(x) = \sin \frac{i\pi}{2a} \cdot x, \quad i = 2m; \quad m = 1, 2, \dots$$

Din relații (28) mai obținem

$$\frac{\Theta'}{\Theta} + \lambda^2 = \frac{Y''}{Y} = -\mu^2 \quad (29)$$

și deci problema $Y'' + \mu^2 Y = 0$, cu $Y(b) = Y(-b) = 0$, admite valorile proprii $\mu_j = \frac{j\pi}{2b}$ ($j = 1, 2, \dots$) cu funcțiile proprii corespunzătoare $Y_j(y) = \cos \frac{j\pi}{2b} \cdot y$, $j = 2n - 1$; $Y_j(y) = \sin \frac{j\pi}{2b} \cdot y$, $j = 2n$, unde $n = 1, 2, \dots$

De asemenea ecuația $\Theta' + \eta_{ij} \Theta = 0$, unde $\eta_{ij} = \lambda_i^2 + \mu_j^2$, admite soluțiile $\Theta_{ij}(\bar{z}) = C_{ij} e^{-\eta_{ij} \bar{z}}$, cu C_{ij} constante.

Folosind principiul superpoziției, soluția generală este

$$W_1(\zeta, x, y) = \sum_{m,n=1}^{\infty} c_{mn} \cdot a^{-\eta_{mn}\zeta} \cdot \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y + \\ + \sum_{k,l=1}^{\infty} c_{kl} a^{\eta_{kl}\zeta} \cdot \sin \frac{k\pi}{a} x \sin \frac{l\pi}{b} y + \sum_{p,q=1}^{\infty} c_{pq} a^{\eta_{pq}\zeta} \cdot \cos \frac{(2p-1)\pi}{2a} x \sin \frac{q\pi}{b} y + \\ + \sum_{r,s=1}^{\infty} c_{rs} a^{-\eta_{rs}\zeta} \cdot \sin \frac{r\pi}{a} x \cos \frac{(2s-1)\pi}{2b} y.$$

Funcția $W_0(x, y) \in C^1(D)$ (9); putem obține coeficienții seriei trigonometrice (30), astfel ($\zeta = 0$):

$$c_{mn} = \iint_D W_0(x, y) \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y \, dx \, dy; c_{kl} = \\ = \iint_D W_0(x, y) \sin \frac{k\pi}{a} x \sin \frac{l\pi}{b} y \, dx \, dy; \\ c_{p2} = \iint_D W_0(x, y) \cos \frac{(2p-1)\pi}{2a} x \sin \frac{q\pi}{b} y \, dx \, dy; \quad (30)$$

$$c_{rs} = \iint_D \sin \frac{r\pi}{a} x \cos \frac{(2s-1)\pi}{2b} y \, dx \, dy.$$

Dacă funcția $W_0(x, y)$ este pară în raport cu x , cît și în raport cu y , atunci avem

$$W_1(\zeta, x, y) = \sum_{m,n=1}^{\infty} c_{mn} \cdot a^{-\eta_{mn}\zeta} \cdot \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cdot \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y; \\ (c_{mn} = c_{nm}). \quad (31)$$

Determinăm funcția $W_2(\zeta, x, y)$ rezolvînd o problemă de tip (22),

$$\frac{\partial W_2}{\partial \zeta} = \Delta W_2 + F(\zeta), \quad W_2(0, x, y) = 0, \quad W_2(\zeta, x = \pm a, y = \pm b) = 0. \quad (32)$$

Pentru (32) aplicăm în continuare principiul lui Duhamel (24), (25), adică

$$W_2(\zeta, x, y) = \int_0^\zeta Z(\zeta - \alpha, \alpha, x, y) \, d\alpha, \quad (33) \\ \text{unde pentru } Z \text{ rezolvăm}$$

$$\frac{\partial Z}{\partial \zeta} - \Delta Z = 0, \quad Z(\zeta, \alpha, x, y)|_{\zeta=0} = F(\alpha), \quad Z(\zeta, \alpha, x = \pm a, y = \pm b) = 0. \quad (34)$$

Folosind același procedeu ca pentru $W_1(\zeta, x, y)$, obținem o expresie de forma (30')

$$Z(\zeta, \alpha, x, y) = \sum_{m,n=1}^{\infty} d_{mn}(\alpha) a^{-\eta_{mn}\zeta} \cdot \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cdot \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y, \quad (35)$$

unde

$$d_{mn}(\alpha) = \iint_D F(\alpha) \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y \, dx \, dy = \frac{16 ab F(\alpha) (-1)^{n+m}}{\pi^2 (2m-1)(2n-1)} \quad (36)$$

introducem soluția (35) cu (36) în (33), obținem

$$W_2(\zeta, x, y) = \sum_{m,n=1}^{\infty} h_{mn}(\zeta) \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y, \quad \text{unde} \quad (37)$$

$$h_{mn}(\zeta) = \frac{16 ab (-1)^{m+n}}{\pi^2 (2m-1)(2n-1)} \cdot \int_0^\zeta a^{-\eta_{mn}(\zeta-\alpha)} \cdot F(\alpha) \, d\alpha. \quad (38)$$

Din condițiile impuse funcțiilor $W_0(x, y)$ și $F(\zeta)$ rezultă că W_1 și W_2 sînt de clasă $C^2(D)$, seriile (30') și (37) fiind convergente și uniform convergente, și soluția problemei (9) este

$$W(t, x, y) = W_1(\sqrt{t}, x, y) + W_2(\sqrt{t}, x, y). \quad (39)$$

Se poate calcula debitul printr-o secțiune transversală la momentul

$$Q = \iint_D W(t, x, y) dx dy = \sum_{m,n=1}^{\infty} \left[\frac{(-1)^{m+n} 16ab}{(2m-1)(2n-1)} \right] C_{mn} + \left(\frac{16ab}{(2m-1)(2n-1)} \right)^2 \cdot \int_0^{\pi} F(\alpha) d\alpha \cdot \int_0^{\pi} G(\beta) d\beta \quad (40)$$

5. Determinăm distribuția temperaturii prin fluidul viscos, aflat în mișcare; pentru aceasta rezolvăm problema (11), (12) care după substituția $t = \frac{9C}{K} \tau$ și transformarea

$$T(t, x, y) = H_0 + T'(\tau, x, y) \quad (41)$$

devine

$$\frac{\partial T'}{\partial \tau} - \Delta T' = \frac{9}{C} F_1\left(\frac{9C}{K} \tau, x, y\right), T'(0, x, y) = T_0(x, y) - H_0, T'(\tau, x=a, y=\pm b) = 0 \quad (42)$$

Observăm că am obținut o problemă de tipul (17)-(19), căutăm deci

$$T'(\tau, x, y) = T_1(\tau, x, y) + T_2(\tau, x, y) \quad (43)$$

și vom rezolva pentru T_1 , respectiv T_2 probleme analoage cu (26), (32).

Presupunind deci $T_0(x, y)$ ca și $W_0(x, y)$, atunci analog cu (30')

$$T_1(\tau, x, y) = \sum_{m,n=1}^{\infty} C_{mn} \frac{(-1)^{m+n}}{a^{m+n}} \cdot \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cdot \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y, \quad (44)$$

unde

$$C_{mn} = \iint_D \left[T_0(x, y) - H_0 \right] \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cdot \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y dx dy \quad (45)$$

Funcția ajutătoare $Z(\tau, \beta, x, y)$ (25), analogă cu (34), (35), are forma

$$Z(\tau, \beta, x, y) = \sum_{m,n=1}^{\infty} D_{mn}(\beta) \frac{(-1)^{m+n}}{a^{m+n}} \cdot \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cdot \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y, \quad (46)$$

unde

$$D_{mn}(\beta) = \iint_D \frac{9}{C} F_1\left(\frac{9C}{K} \beta, x, y\right) \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cdot \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y dx dy = \quad (47)$$

$$= \frac{9}{C} \iint_D \left[\left(\frac{\partial W_1}{\partial x} + \frac{\partial W_2}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_1}{\partial y} + \frac{\partial W_2}{\partial y} \right)^2 \right] \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cdot \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y dx dy.$$

Facem separat calculul celor 6 integrale din (47) folosind (30') și (37):

$$I_1(\beta, m, n) = \iint_D \left(\frac{\partial W_1}{\partial x} \right)^2 \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cdot \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y dx dy =$$

$$= \frac{b}{4a} \sum_{p,q,r,s=1}^{\infty} \varepsilon_{p,q,r,s}^{(m,n)} C_{pq} C_{rs} \frac{(-1)^{m+n}}{a^{m+n}} \frac{9C}{K} \beta, \text{ unde}$$

$$\varepsilon_{p,q,r,s}^{(m,n)} = (-1)^{p+q+r+s+m+n} (2p-1)(2r-1) \left[\frac{1}{2p-2r+2m-1} + \frac{1}{-2p+2r+2m-1} - \frac{1}{2p+2r-2m-1} - \frac{1}{-2p+2r-2m-3} \right] \cdot \left[\frac{1}{2q-2s+2n-1} + \frac{1}{-2q+2s+2n-1} + \frac{1}{2q+2s-2n-1} + \frac{1}{-2q+2s+2n-3} \right];$$

$$I_2(\beta, m, n) = \iint_D \frac{\partial W_1}{\partial x} \cdot \frac{\partial W_2}{\partial x} \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cdot \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y = \frac{b}{4a} \sum_{p,q,r,s=1}^{\infty} \varepsilon_{p,q,r,s}^{(m,n)} \cdot$$

$$C_{pq} h_{rs}(\beta) \frac{(-1)^{m+n}}{a^{m+n}} \frac{9C}{K} \beta, \text{ unde } h_{rs}(\beta) \text{ sînt dați de (38) iar}$$

$$\lambda_m = \frac{(2m-1)\pi}{2a}, \quad \mu_n = \frac{(2n-1)\pi}{2b};$$

$$I_3(\beta, m, n) = \iint_D \left(\frac{\partial W_2}{\partial x}\right)^2 \cos \lambda_m x \cdot \cos \mu_n y \, dx \, dy = \frac{b}{4a} \sum_{p,q,r,s=1}^{\infty} \varepsilon_{p,q,r,s}^{(m,n)} \cdot$$

$$h_{pq}(\beta) h_{rs}(\beta); \quad I_4(\beta, m, n) = \iint_D \left(\frac{\partial W_1}{\partial y}\right)^2 \cos \lambda_m x \cdot \cos \mu_n y \, dx \, dy = \\ = \frac{a}{b^2} I_1;$$

$$I_5(\beta, m, n) = \iint_D \left(\frac{\partial W_1}{\partial y} \cdot \frac{\partial W_2}{\partial y}\right) \cos \lambda_m x \cdot \cos \mu_n y \, dx \, dy = \frac{a^2}{b^2} I_2;$$

$$I_6(\beta, m, n) = \iint_D \left(\frac{W_1}{y}\right)^2 \cos \lambda_m x \cdot \cos \mu_n y \, dx \, dy = \frac{a^2}{b^2} I_3.$$

Aceste integrale introduse în (47) dau seria (46) și în continuare putem aplica principiul lui Duhamel:

$$T_2(z, x, y) = \sum_{m,n=1}^{\infty} H_{mn}^{(2)} \cos \frac{(2m-1)\pi}{2a} x \cos \frac{(2n-1)\pi}{2b} y, \quad (48)$$

$$H_{mn}^{(2)} = \int_0^z D_{mn}(\beta) \cdot a^{-\eta_{mn}} (z-\beta) d\beta = \frac{y}{4C} \sum_{p,q,r,s=1}^{\infty} \frac{a^2 + b^2}{ab} a^{-\eta_{mn}} \cdot \quad (49)$$

$$\cdot \varepsilon_{p,q,r,s}^{(m,n)} \left[c_{pq} c_{rs} \int_0^z (\eta_{mn} - (\eta_{pq} + \eta_{rs}) \frac{y\beta}{C}) d\beta + \right. \\ \left. + c_{pq} \int_0^z (\eta_{mn} - \eta_{pq} \frac{y\beta}{C}) \beta \cdot h_{rs}(\beta) d\beta + \int_0^z h_{pq}(\beta) \beta \cdot c_{rs}(\beta) a^{\eta_{mn}\beta} d\beta \right],$$

unde am folosit (47) cu calculul celor 6 integrale.

Folosind (41), (44), (48) am obținut:

$$T(t, x, y) = H_0 + T_1\left(\frac{K}{SC} t, x, y\right) + T_2\left(\frac{K}{SC} t, x, y\right). \quad (50)$$

6. Aplicatie. Vom considera $W_0(x, y) = A(a^2 - x^2)(b^2 - y^2)$,

$$P(t) = P e^{-\omega t} \cdot \cos \tau t; \quad A, P > 0; \quad T|_L = H_0, \quad T_0(x, y) = H_0 + B \cos \frac{\pi x}{2a} \cdot \cos \frac{\pi y}{2b},$$

unde $H_0 > 0, B < 0, H_0 + B > 0$.

Folosind (30) rezultă C_{mn} și din (30') $W_1(z, x, y)$

$$C_{mn} = \frac{(-1)^{n+n_2} 10^3 a^3 b^3}{\pi^6 (2m-1)^3 (2n-1)^3}. \quad (51)$$

Din (38) se determină $h_{mn}(z)$ și din (37) se determină $W_2(z, x, y)$

$$h_{mn}(z) = \frac{16ab P(-1)^{m+n}}{\pi^4 (2m-1)(2n-1) [(\eta_{mn} - \omega)^2 + \tau^2]} \left\{ a^{-\omega z} (\eta_{mn} - \omega) \cos \tau z + \tau \sin \tau z - \right. \\ \left. - (\eta_{mn} - \omega) a^{-\eta_{mn} z} \right\}, \quad \text{unde } \eta_{mn} = \left[\frac{(2m-1)\pi}{2a} \right]^2 + \left[\frac{(2n-1)\pi}{2b} \right]^2. \quad (52)$$

Utilizând (39) se calculează debitul (40).

$$Q = \sum_{m,n=1}^{\infty} \frac{2^3 ab C}{\pi^4 (2m-1)(2n-1)} \left[c_{mn} a^{-\eta_{mn} z} + h_{mn} \right].$$

Studiind forma lui $P(t)$ se pot desprinde o serie de cazuri

particulare interesante : dacă $\omega = 0$, $\tau = 0$, avem un gradient de presiune constant ; dacă $\tau = 0$, $\omega \neq 0$, avem un gradient de presiune descrescător care se stabilizează spre unul constant ; dacă $\tau \neq 0$, $\omega = 0$, avem o pulsație periodică. În aceste cazuri particulare, se poate determina deci $W(t, x, y)$ și Q particularizând (51) - (53).

Pentru determinarea distribuției temperaturii $T(t, x, y)$ vom considera cazul particular $F(t) = P$; folosind (45) rezultă

$$C_{11} = ab ; C_{mn} = 0 \quad m, n \neq 1 \text{ și din (44) } T_1(z, x, y).$$

Folosind D_{mn} din (47) calculați, atunci cu (49) se obține

$$H_{mn}(z) = \frac{\nu}{4c} \sum_{p,q,r,s=1}^{\infty} \frac{a^2+b^2}{ab} a^{-\eta_{mn}z} \cdot g_{p,q,r,s}^{(m,n)} \left\{ C_{pq} C_{rs} \frac{a^{\eta_{mn} - (\eta_{pq} + \eta_{rs})z} - 1}{\eta_{mn} - (\eta_{pq} + \eta_{rs})} + \right. \\ \left. + \frac{(-1)^{r+s}}{8\nu k^2 (2F-1)(2S-1) \eta_{rs}} \left[\frac{a^{(\eta_{mn} - \eta_{pq} - \eta_{rs})z} - 1}{\eta_{mn} - \eta_{pq} - \eta_{rs}} + 2 \frac{1 - a^{(\eta_{mn} - \eta_{pq})z}}{\eta_{mn} - \eta_{pq}} + \frac{a^{\eta_{mn}z} - 1}{\eta_{mn}} \right] \right\},$$

$$\text{cu } \xi = \frac{\nu S C}{k}.$$

Cînd indicii de sumare sînt astfel încît fracțiile devin $\frac{0}{0}$, atunci folosim $\lim_{x \rightarrow 0} \frac{a^x - 1}{x} = a$; avînd (54), (55) obținem din (44), (48), (50) $T(t, x, y)$.

Bibliografie

- [1] C.IACOB . Introduction mathématique à la mécanique. Ed. Acad. R.P.R., Gauthier-Vilar, București-Paris 1959.
- [2] M.LUPU, OV.BADEA . Rezolvarea unor probleme la limită în cazul mișcării fluidelor prin conducte cilindrice. Bul.Univ.Brașov, seria C, 1979.
- [3] T. OROVEANU . Mecanica fluidelor viscoase, Ed. Acad., 1967.
- [4] N.TEODORESCU, V.OLARIU . Ecuațiile fizicii matematice. Ed. Acad., 1975.

OVIDIU BADEA și MIRCEA LUPU

SOLUTII EXACTE ALE TRANSFERULUI DE CALDURA IN CAZUL
MISCARII NESTATIONARE A FLUIDELOR VISCOASE

Rezumat

In această lucrare se studiază transferul de căldură de la suprafața conductei cilindrice prin conductibilitate și convecție într-un fluid viscos, incompresibil, aflat în mișcare laminară nestationară. Se obțin probleme mixte pentru ecuații parabolice și se dau metode pentru determinarea vitezei de curgere și distribuția temperaturii. Se aplică efectiv metodele în cazul unei conducte cu secțiune dreptunghiulară.

SOLUTIONS EXACTES DU TRANSFERT DE CHALEUR EN CAS DE
MOUVEMENT NONSTATIONNAIRE POUR LES FLUIDES VISCOSES

Résumé

Dans cet ouvrage on étudie le transfert de chaleur à la surface d'une conduite cylindrique par conductibilité et par convection dans un fluide visqueux, incompressible, qui se trouve en mouvement laminaire nonstationnaire. On obtient des équations de type parabolique avec des conditions sur la surface et des conditions initiales et on donne des méthodes pour la détermination de la vitesse d'écoulement et de la distribution de la température. On applique effectivement ces méthodes dans le cas d'une conduite à section rectangulaire.

THE NEW YORK PUBLIC LIBRARY

ASTOR LENOX TILDEN FOUNDATION

1215 Broadway, New York, N.Y.

In 1901, the first volume of the series was published. It was a history of the United States, written by a group of leading scholars. The series was continued for many years, and it was one of the most important works of the time. It was a history of the United States, written by a group of leading scholars. The series was continued for many years, and it was one of the most important works of the time.

THE NEW YORK PUBLIC LIBRARY
ASTOR LENOX TILDEN FOUNDATION
1215 Broadway, New York, N.Y.

The first volume of the series was published in 1901. It was a history of the United States, written by a group of leading scholars. The series was continued for many years, and it was one of the most important works of the time. It was a history of the United States, written by a group of leading scholars. The series was continued for many years, and it was one of the most important works of the time.

CONTRIBUTII LA DEFINIREA DIN PUNCT DE VEDERE HIDRAULIC A ELEVATORULUI DE APA PRIN ADERENTA

Dr.ing.Lidia Benche, conferențiar;

Dr.ing.V. Benche, conferențiar;

Dr.ing.G. Turzo, șef de lucrări;

Ing. D. Fetcu, șef de lucrări.

Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Elevatorul de apă prin aderență, cu bandă, prezintă, în raport cu alte sisteme de alimentare cu apă (pompe de adâncime), lucrînd în limitele de debit $0...7 \text{ m}^3 \text{ apă/oră}$ și adâncime $10...100 \text{ m}$, avantaje importante. El oferă o alternativă interesantă la utilizarea motorului eolian, permițînd conversia energiei vîntului în energie hidraulică, chiar la limitele de jos ale puterii - turației și în condiții de antrenare variabile.

Principiul constructiv al elevatorului prin aderență este redat în figura 1, în care s-a notat: 1 - tambur de acționare; 2 - bandă transportoare a apei, prin aderența la ambele fețe; 3 - carcasă; 4 - gura de scurgere; 5 - buzunare; 6 - arborele de antrenare; 7 - tambur de întindere; 8 - carcasă inferioară; 9 - greutăți de întindere.

Deși au fost asimilate constructiv la noi în țară mai multe modele de elevatoare hidraulice cu bandă, antrenate de electromotoare cu turație fixă, avînd puteri între 1 și 5,5 kW [1], nu există încă nici-un memoriu de calcul hidraulic sau documentație la îndemîna proiectanților și constructorilor. Nu se poate estima comportarea elevatorului în condiții de antrenare variabile și nu se face încă legătura cu o posibilă conversie eoliană - hidraulică.

Autorii au elaborat un calcul hidraulic al elevatorului, prezentînd contribuții originale în studiul antrenării prin aderență la bandă și al desprinderii prin centrifugare a lichidului. Se întocmește un bilanț de putere iar în final, se prezintă un model de diagramă, ce evidențiază corelațiile necesare dintre indicatorii funcționali și parametrii constructivi caracteristici.

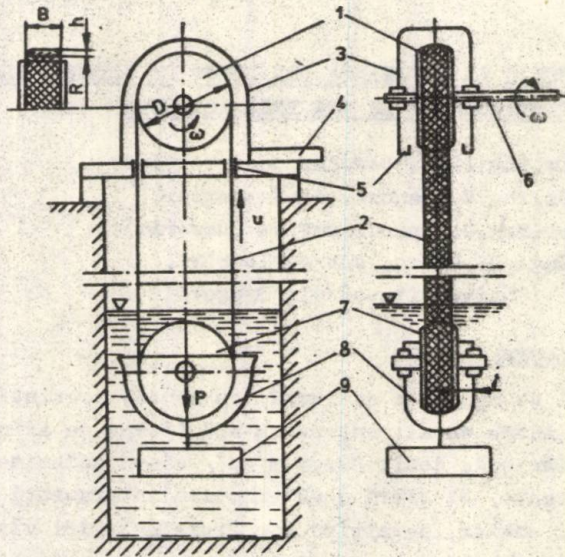


Fig. 1.

2. Studiul antrenării prin aderentă

Se consideră suprafața lichidului aderent la banda transportoare sub acțiunea tensiunii superficiale σ , care reprezintă o formă de echilibru de membrană cu dublă curbură, deci ecuația lui Laplace

$$\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{p}{\sigma}, \quad (1)$$

ρ_1 și ρ_2 fiind razele de curbură situate în două planuri ce se taie ortogonal.

Notînd grosimea peliculei de apă aderentă la bandă în repaus, static, cu h_s , și $p = \rho g h_s$, pentru banda în poziție de transport $\rho_1 = \infty$ și $\rho_2 = h_s$, iar la trecerea peste tamburul de antrenare de diametru $D = 2R$ (fig. 1) $\rho_1 = R + h_s$, $\rho_2 = h_s$. Se obține o formulă originală

$$h_s = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho g}}, \quad (2)$$

cu aproximația $\frac{1}{R + h_s} \approx \frac{1}{\infty} = 0$, $h_s \ll R$.

Se definește grosimea reală, dinamică, a peliculei de apă

$$h = \eta_{tr.b.} h_s, \quad (3)$$

prin introducerea noțiunii de randament de transport al benzii

$$\eta_{tr.b.} = \frac{2 B u h}{2 B u h_s} = \frac{h}{h_s}, \quad (4)$$

care reprezintă raportul dintre debitul real, calculat cu h și debitul teoretic, calculat cu h_s (debitul teoretic este diminuat prin pierderile de lichid de pe bandă, prin scuturare și datorită nedezechilibrului total a filmului de lichid la intensitate finită a centrifugării).

Debitul masic al pompei este, prin urmare,

$$\dot{m} = \rho Q = 2 \rho B u h = 2 \rho B u \eta_{tr.b.} h_s = 2 \rho B u \eta_{tr.b.} \sqrt{\frac{r}{\rho g}}, \quad (5)$$

în care Q este debitul volumic, B - lățimea și $u = \omega R$ - viteza curelei transportoare, ρ fiind masa specifică a lichidului.

Pentru interfața apă-aer $\sigma = 75,5 \text{ dyn.cm}^{-1}$, de unde rezultă, cu (2), $h_s = 2,77 \text{ mm}$. Pentru construcțiile de elevatoare analizate de către autori, la care se cunoaște debitul real, a rezultat $h = 2,2...2,3 \text{ mm}$. Rezultă, din (4), că

$$\eta_{tr.b.} = 80...83 \%,$$

care poate fi considerată corecția necesară la formula (2).

3. Studiul desprinderii prin centrifugare

Se consideră echilibrul inelului de lichid aderent pe bandă, la curbarea pe tamburul de antrenare, în carcasa pompei (fig.2), de secțiune transversală mică $A = Bh$, în suprafața de separație lichid - aer dezvoltându-se tensiunea superficială σ uniformă.

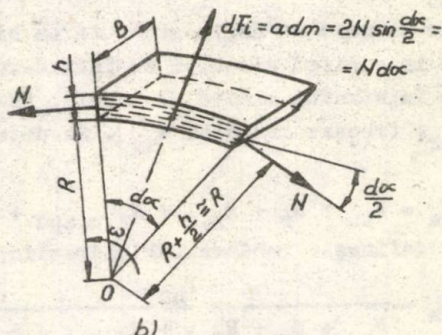
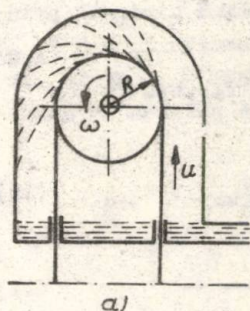


Fig.2.

Forței axiale $N = \frac{dP_1}{d\alpha}$ din elementul de inel îi corespunde efortul specific

$$\frac{N}{A} = \frac{r_B}{Bh} = \frac{r}{h} = \frac{\rho g u^2}{g} = \rho u^2.$$

Pentru o anumită viteză de transport $u = \omega R = \frac{\pi D n}{60}$ se poate calcula grosimea limită a peliculei de lichid indestructibilă la centrifugare cu intensitate finită (care afectează debitul)

$$h_{lim} = \frac{\rho}{\rho u^2}. \quad (6)$$

Pentru $u = 1 \frac{m}{s}$, rezultă $h_{lim} = 75,5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$, iar pentru $u = 7 \text{ m/s}$, $h_{lim} = 1,54 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$, care determină, pentru $B = 50 \text{ mm}$, o pierdere de debit de 196 Kg/h , respectiv 4 Kg/h .

Se stabilește puterea hidraulică utilă a elevatorului

$$N_{hu} = g m H = \rho g Q H = 2 \rho g B u h H, \quad (7)$$

în care sarcina

$$H = z + \frac{u^2}{2g}, \quad (8)$$

z fiind înălțimea geometrică de ridicare a apei.

Se definește puterea reactivă care apare prin desprinderea centrifugală, la tamburul de antrenare

$$N_r = I \cdot u = (\dot{m} u) u = \dot{m} u^2 = \rho Q u^2 = 2 \rho B h u^3, \quad (9)$$

în care $I = \dot{m} u$ este variația forței de impuls, avînd sensul vectorului $(-\vec{u})$.

4. 0 diagramă de proiectare - exploatare

În lucrare se definește puterea hidraulică disipată prin: frecare la rotirea discului de întindere al benzii în apă $N_{f,d}$; frecare în stratul limită al benzii, în apă $N_{f,b,apă}$ și în aer $N_{f,b,aer}$; frecare mecanică N_{mec} . Se determină puterea de antrenare

$$N_a = N_{hu} + N_r + N_{f,d} + N_{f,b,apă} + N_{f,b,aer} + N_{mec}. \quad (10)$$

Se definește randamentul hidraulic

$$\eta_h = \frac{N_{hu}}{N_{hu} + N_r + N_{f,d} + N_{f,b,apă} + N_{f,b,aer}} \quad (11)$$

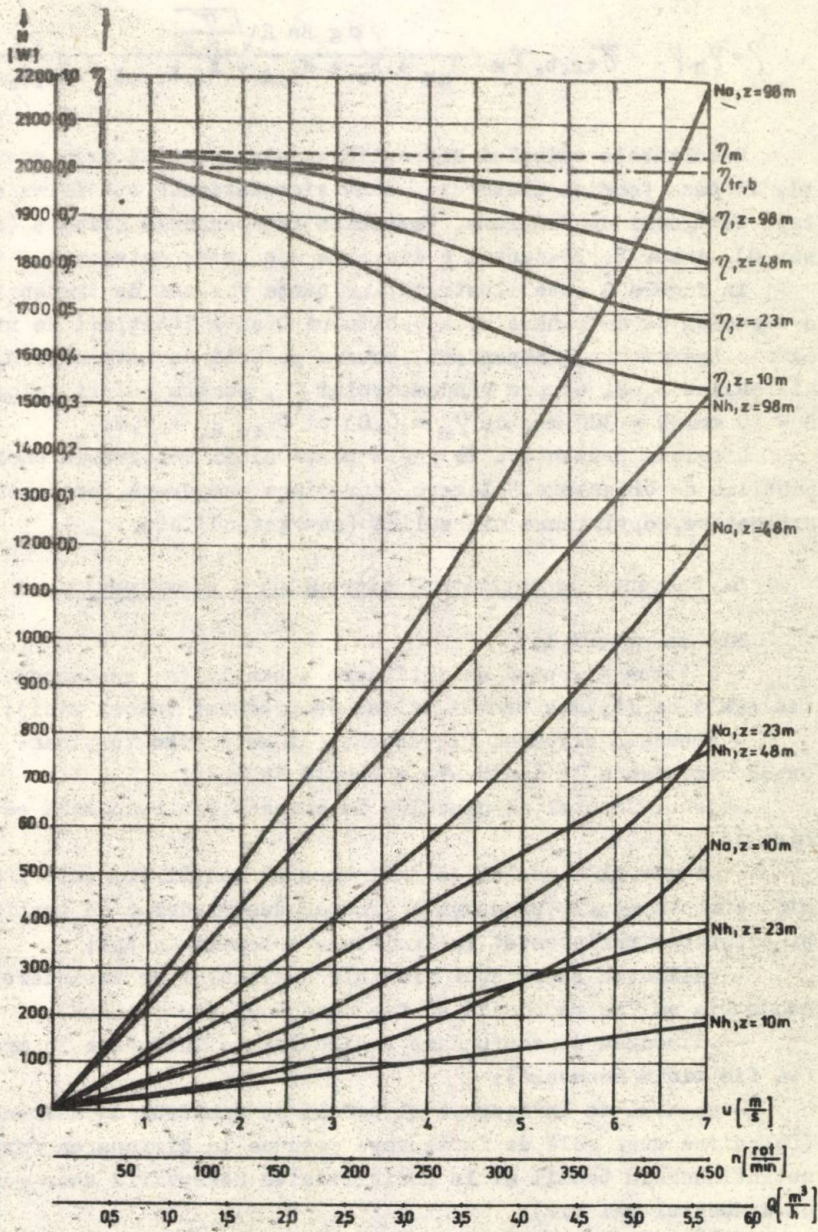


Fig. 3

și randamentul total al elevatorului prin aderență

$$\eta = \eta_h \eta_m = \eta_{tr.b.} \eta_m \frac{2 \rho g B u H \sqrt{\frac{\eta}{\rho g}}}{N_{hu} + N_r + N_{f,d} + N_{f,b,ap\breve{a}} + N_{f,b,aer}} \quad (12)$$

Rezultatele calcului hidraulic al elevatorului prin aderență, în baza teoriei elaborate, sînt sistematizate sub forma a trei categorii de diagrame, variabila independentă fiind u (sau n , sau Q), z sau B . Prezentăm o diagramă din prima categorie.

În figura 3 este ilustrată influența vitezei de transport u , a turației de antrenare n , a debitului Q și a înălțimii de ridicare z (parametru independent), asupra puterii de antrenare N_a și hidraulice N_h și asupra randamentului η , pentru valori folosite $B = 50$ mm, $D = 300$ mm, cu $\eta_m = 0,83$ și $\eta_{tr.b.} = 0,8$.

Diagrama prezentată în fig.3 poate sluji rezolvării unor probleme de orientare, alegere, apreciere comparată, proiectare, exploatare, optimizare hidraulică (energetică) etc.

5. Elemente de optimizare hidraulică a elevatorului

Ele se referă la:

- lățimea discului de întindere a benzii (se recomandă să fie egală cu lățimea benzii, fiind de preferat valori mici);
- prezența carcasei (în absența ei se produc turbioane care cresc rezistența la înaintare a benzii în apă);
- jocul frontal al discului în carcasă (se recomandă să fie minim);
- diametrul discului de întindere al benzii (la valori prea mici curbura convexă pronunțată produce desprinderea de turbioane și creșterea rezistenței la înaintare a benzii în apă);
- calitatea suprafeței frontale a discului de întindere și geometria sa (se recomandă să fie netedă și neprofilată);
- adîncimea de scufundare a discului de întindere în apă (să fie minim necesară);
- unghiul de înfășurare al benzii pe tamburul de antrenare (folosirea unei role de înfășurare conduce la diminuarea forței de întindere a benzii și la posibilitatea deservirii unor puțuri cu diametrul mai mic);
- lățimea benzii B (ea determină direct proporțional debitul de apă și puterea consumată prin frecare, deci sporirea debitului

prin mărirea lăţimii benzii este avantajoasă);

- turaţia de antrenare, deci, prin intermediul diametrului tamburului de antrenare, viteza de transport u (ea determină direct proporţional debitul de apă, însă apare la puterea a treia - u^3 - în expresiile puterilor consumate prin frecare şi reac-tivă; se recomandă multă atenţie la alegerea valorilor u , D şi n).

6. Forţa de întindere a benzii

Se calculează forţa de întindere a benzii P (fig.1) în func-
ţie de puterea de antrenare N_a , viteza de transport a benzii u ,
coeficientul de frecare dinamic dintre bandă şi tambur $\mu=0,3...0,5$,
unghiul de înfăşurare al benzii pe tambur α .

$$P = \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{N_a}{u}. \quad (13)$$

Pentru $\mu = 0,3$ şi $\alpha = \pi$ (cazul din fig.1) se obţine
 $P_{\alpha = \pi} = 2,28 \frac{N_a}{u}$, iar în cazul folosirii unei role care măreşte
perimetrul de înfăşurare a benzii pe tamburul de acţionare,

$\alpha = \frac{3\pi}{2}$, se obţine $P_{\alpha = \frac{3\pi}{2}} = 1,56 \frac{N_a}{u}$, apreciabil diminuată.

BIBLIOGRAFIE

- [1] x x x Notiţa tehnică a agregatului de ridicare a apei cu
curea, tip ARA 1. Uzina de fabricaţii, reparaţii şi montaj
pentru agricultură Cluj, 1970.

BENCHE, L., BENCHE, V., TURZO, G., FETCU D.

CONTRIBUTII LA DEFINIREA DIN PUNCT DE VEDERE HIDRAULIC
A ELEVATORULUI DE APA PRIN ADERENTA

Rezumat

Se elaborează o teorie și un calcul hidraulic al elevatorului de apă prin aderență, cu elemente originale privind studiul antrenării lichidului prin aderență, al desprinderii prin centrifugare, calculul puterii de antrenare și definirea unor randamente. Se prezintă, în final, o diagramă sintetică de interes practic (proiectare - exploatare).

CONTRIBUTION TO THE WATER BELT ELEVATOR DEFINITION
FROM A HYDRAULIC POINT OF VIEW

Abstract

A theory and a hydraulic calculation of the water belt elevator are elaborated. The study contains original elements concerning the circulation of the liquid by adherence, the detachment by centrifugal action, the calculation of the power for circulation and some efficiency definitions. Finally, a diagram for practical design purposes are presented.

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A - Applied Mechanics - Machine Building
Vol. XXII - 1980

Electrical engineering
and electronics

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A - Mécanique appliquée - Construction de machines
Vol. XXII - 1980

Electrotehnique et électronique

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT BRAȘOV
Serie A - Angewandte Mechanik - Maschinenbau
Band XXII - 1980

Elektrotechnik und Elektronik

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRASIA

Series - Applied Medical - Health Sciences

Vol. XI - 1980

Electrical engineering
and electronics

BULLETIN DE L'UNIVERSITE DU BRASIA

Serie A - Sciences Appliquees - Sante

Vol. XI - 1980

Electrical engineering
and electronics

BULLETIN DER UNIVERSITÄT BRASIA

Serie A - Angewandte Medizin - Gesundheitswissenschaften

Band XI - 1980

Elektrotechnik und Elektronik

REGIMURI DE FUNCȚIONARE ALE COMUTATORULUI MONOFAZAT IDEAL

Matlaș Ivan, Universitatea din Brașov.

În lucrarea [1] s-a propus drept model fizic, pentru analiza proceselor care au loc la redresările electrice, comutatorul poli-monofazat ideal. Elementelor de comutație din structura comutatorului poli-monofazat ideal li s-a asociat o funcție de comutare și s-a prezentat modelul matematic corespunzător procesului de redresare, în schemele de redresare polifazate stea, fără diodă reactivă în paralel cu sarcina.

În această lucrare, se consideră cazul particular al comutatorului monofazat ideal și se dau modelele matematice corespunzătoare principalelor regimuri de funcționare ale acestuia: redresor monofazat, variator de c.a. și variator de c.c.

1. Redresor monofazat. Se consideră cazul particular al funcționării comutatorului monofazat ideal în regim de redresor cu sarcină rezistiv-inductivă, fără diodă reactivă (fig.1.a). Regimul de redresor al comutatorului monofazat ideal se caracterizează prin: tensiunea

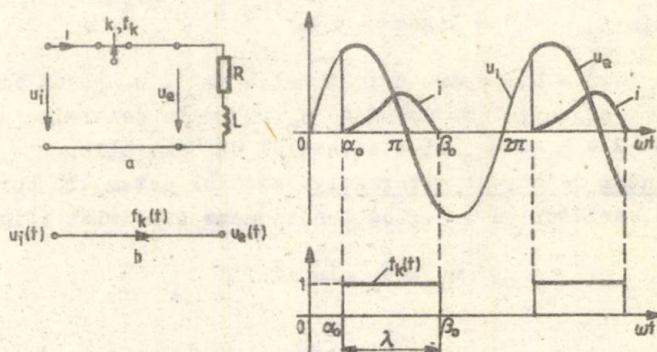


Fig.1 Referitoare la funcționarea comutatorului monofazat în regim de redresor: a-schema electrică; b-graficul schemei; c-graficele mărimilor u_i , u_a și i ; d-graficul funcției de comutare f_k .

de intrare este alternativă; comutarea directă a elementului de comutație k are loc periodic și sincron cu tensiunea de intrare; comutarea inversă a elementului de comutație are loc la trecerea curentului prin zero.

Regimului de redresor monofazat îi corespunde următorul model matematic:

$$u_1 = U_m \sin \omega t;$$

$$f_k = \sum_{n=1}^{\infty} f_{kn} = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ h \left[t - \frac{(n-1)2\pi + \alpha_0}{\omega} \right] - h \left[t - \frac{(n-1)2\pi + \beta_0}{\omega} \right] \right\};$$

$$\alpha_0 \in [0, \pi]; \quad 1[\beta_0 + (n-1)2\pi] = 0; \quad k = 1, 2, \dots, \infty; \quad (1)$$

$$L \frac{di}{dt} + iR = u_1; \quad 1[\alpha_0 + (n-1)2\pi] = 0;$$

$$u_e = f_k(t) u_1(t);$$

$$i = \sum_{n=1}^{\infty} i_n(t) f_{kn}(t);$$

$$i_n = I_m \left\{ \sin(\omega t - \varphi) - \sin[\alpha_0 + (n-1)2\pi - \varphi] e^{-[\omega t - \alpha_0 - (n-1)2\pi] \operatorname{ctg} \varphi} \right\}.$$

Unghiul de blocare rezultă din ecuația:

$$\sin(\beta_0 - \varphi) = \sin(\alpha_0 - \varphi) e^{-(\beta_0 - \alpha_0) \operatorname{ctg} \varphi};$$

dedusă din $i_n(\omega t) = 0$, pentru $n=1$ și $\omega t = \beta_0$. Cunoscut fiind unghiul de comandă α_0 și unghiul de comandă β_0 se poate determina unghiul de conducție $\lambda = \beta_0 - \alpha_0$ al elementului de comutație.

2. Variator de curent alternativ. Modelul matematic corespunzător regimului de variator de c.a., cu funcționare simetrică (fig. 2), este:

$$u_1 = U_m \sin \omega t;$$

$$f_k = \sum_{n=1}^{\infty} f_{kn} = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ h \left[t - \frac{(n-1)\pi + \alpha_0}{\omega} \right] - h \left[t - \frac{(n-1)\pi + \beta_0}{\omega} \right] \right\};$$

$$\alpha_0 \in [\varphi, \pi]; \quad 1[\beta_0 + (n-1)\pi]; \quad \varphi = \arctg \frac{\omega L}{R};$$

$$L \frac{di}{dt} + iR = u_1; \quad 1[\alpha_0 + (n-1)\pi] = 0;$$

$$u_e = f_k(t) u_1(t);$$

$$i = \sum_{n=1}^{\infty} i_n(t) f_{kn}(t);$$

$$i_n = I_m \left\{ \sin(\omega t - \varphi) - \sin[\alpha_0 + (n-1)\pi - \varphi] e^{-[\omega t - \alpha_0 - (n-1)\pi] \operatorname{ctg} \varphi} \right\}.$$

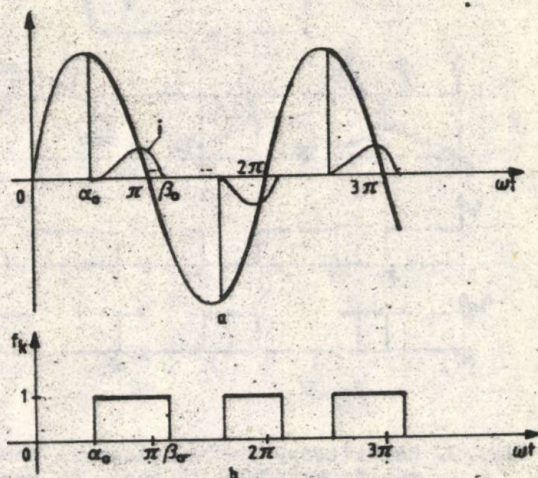


Fig. 2. Referitoare la funcționarea comutatorului monofazat în regim de variator de c.c.:
a-graficele mărimilor u_1 , u_2 și i ;
b-graficul funcției de comutare.

Pentru determinarea unghiului de blocare β_0 , în expresia curentului $i_n(t)$ din sistemul de relații (3) se pune condiția $i_n(\omega t) = 0$, pentru $n=1$ și $\omega t = \beta_0$, obținându-se tot ecuația (2). Valoarea minimă a unghiului de comandă $\alpha_{0 \min} = \varphi$, rezultă din condiția $\beta_0 = \alpha_0 + \pi$, care verifică ecuația (2) pentru $\alpha_0 = \alpha_{0 \min} = \varphi$. Pentru $\alpha < \alpha_{\min} = \varphi$, ar exista un interval de timp în care s-ar afla în conducție ambele elemente de comutație, ceea ce nu este posibil la variatoarele de c.a. cu tiristoare.

3. Variator de curent continuu. Regimul de variator de c.c. al comutatorului monofazat ideal se caracterizează prin: (fig. 3) tensiunea de intrare este continuă; elementul de comutație principal k , comută periodic cu perioada T ; intervalul de conducție fiind egal cu γT ($\gamma < 1$); elementul de comutație k_R , intră în conducție în momentul blocării elementului de comutație k , nefiind posibilă conducția simul-

tană a celor două elemente de comutație; intervalul de comutație al elementului de comutație k_R , care modelează funcția diodei reactive din schemele reale, este cuprins în intervalul $[0, (1-\gamma)T]$.

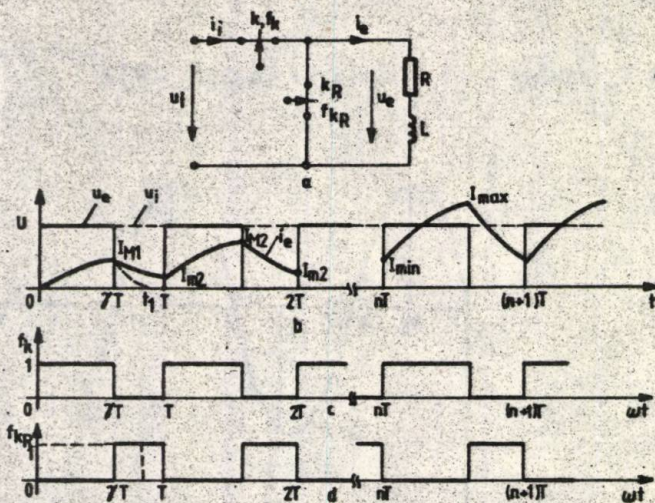


Fig. 3. Referitoare la funcționarea comutatorului monofazat ideal în regim de variator de c.c.: a-schema electrică; b-graficele mărimilor u_e , u_i și i_e ; c,d-graficele funcțiilor de comutație.

Modelul matematic corespunzător regimului de variator de c.c. este:

$$u_i = U;$$

$$f_k = \sum_{n=1}^{\infty} f_{kn} = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ h[t - (n-1)T] - h[t - (n-1+\gamma)T] \right\};$$

$$f_{kR} = \sum_{n=1}^{\infty} f_{kRn} = \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ h[t - (n-1+\gamma)T] - h[t - nT] \right\};$$

$$\gamma \in (0, 1);$$

$$L \frac{di_e}{dt} + i_e R = U; \quad i_e[(n-1)T] = I_{\min}; \quad (4)$$

$$L \frac{di_e}{dt} + i_e R = 0; \quad i_e[(n-1+\gamma)T] = I_{\min};$$

$$u_e = f_k(t) u_1(t) = U \sum_{n=1}^{\infty} f_{kn} ;$$

$$i_e = \sum_{n=1}^{\infty} i_{e1n}(t) f_{kn}(t) + \sum_{n=1}^{\infty} i_{e2n}(t) f_{kRn}(t) .$$

În expresia curentului de ieșire:

$$i_{e1n} = I_{\infty} (1 - e^{-[t-(n-1)T]/\tau}) + I_{mn} e^{-[t-(n-1)T]/\tau} ; \quad (5)$$

$$i_{e2n} = I_{mn} e^{-[t-(n-1)T]/\tau} ; \quad I_{\infty} = \frac{U}{R} ; \quad \tau = L/R , \quad (6)$$

în care:

$$I_{mn} = I_{\infty} (1 - e^{-T/\tau}) \sum_{i=1}^n e^{-(i-1)T/\tau} ; \quad (7)$$

$$I_{mn} = I_{mn-1} e^{-(1-)T/\tau} . \quad (8)$$

Pentru $n \rightarrow \infty$, rezultă:

$$I_M = I_{\max} = I \frac{1 - e^{-T/\tau}}{1 - e^{-T/\tau}} ; \quad (9)$$

$$I_{mn} = I_{\max} e^{-(1-7)T/\tau} \quad (10)$$

Concluzii

Comutatorul monofazat ideal, caz particular al comutatorului poli-monofazat ideal prezentat în lucrarea [1], permite modelarea proceselor care au loc la redresoarele monofazate monoalternanță, la variatoarele de curent alternativ și la cele de curent continuu.

Funcțiile de comutare introduse în lucrare, pentru regimurile de redresor, variator de curent alternativ și variator de curent continuu, au permis deducerea expresiilor mărimilor de ieșire (tensiune, curent), sub o formă mai generală decât a expresiilor cunoscute din literatura de specialitate. Totodată, exprimarea mărimilor de ieșire, prin intermediul funcțiilor de comutare, reflectă mai complet procesele care au loc la redresoarele monofazate și la variatoarele de c.a și c.c.

MATLAC, I.

REGIMURI DE FUNCTIONARE ALE COMUTATORULUI MONOFAZAT IDEAL

Rezumat

In lucrare se analizează regimurile de funcționare ale comutatorului monofazat ideal, caz particular al comutatorului poli-monofazat ideal, prezentat în lucrarea [1]. Pentru regimurile considerate (redresor, variator de c.a. și variator de c.c.) se introduc funcțiile de comutare și se prezintă modelele matematice corespunzătoare. Mărimile de ieșire sint exprimate prin intermediul funcțiilor de comutare.

BETRIEBSREGIME DES IDEALEN EINPHASENSCHALTER

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Funktionsregime des idealisierten monofasischen Kommutators analysiert, als Einzelfall des idealisierten poli-monofasischen Kommutators, behandelt in der Arbeit [1]. Für die in Betracht gezogenen Regime (Gleichrichter, Gleichstromsteller, Wechselstromsteller) werden die Kommutierungsfunktionen eingeführt und die entsprechenden mathematischen Modelle dargestellt. Die Ausgangsgrößen werden mit Hilfe der Kommutierungsfunktionen ausgedrückt.

Bibliografie

- [1] I. Matlac - R. L. E. branche's synchronous commutation to the phases of a polyphase voltages system. The Second National Conference on Electrical Drives. Procaedings. Cluj May 16-17, 1980.

**STUDIUL INVERTORULUI TRIFAZAT CU CIRCUIT INTEREDIAR
DE CURENT CONTINUU DE-INTENSITATE IMPUSA**

Matlac Ioan, Universitatea din Braşov.

Notății utilizate:

Notăție	Simbol FORTRAN	Mărimea
R_d, L_d	RD, LD	Rezistența și inductanța bobinei de netezire
K_C	KC	Capacitatea condensatoarelor K_A, K_B, K_C
R_s, L_s	RS, LS	Rezistența și inductanța impedanțelor de sarcină, pe fază
u_{AB}, u_{BC}, u_{CA}	UAB, UBC, UCA	Tensiunile de linie
u_{KA}, u_{KB}, u_{KC}	UKA, UKB, UKC	Tensiunile la bornele condensatoarelor K_A, K_B, K_C
i_d	AID	Intensitatea curentului absorbit de la sursă
i_{sA}, i_{sB}, i_{sC}	AISA, AISB, AISC	Intensitățile curenților de sarcină, pe fază
i_{KA}, i_{KB}, i_{KC}	AIKA, AIKB, AIKC	Intensitățile curenților prin condensatoare
n	NTACT	Numărul de ordine al tactului în general
i	ITACT	Numărul de ordine al tactului în cadrul unei perioade
m	M	Numărul de ordine al intervalului de timp
k	K	Numărul de ordine al tiristorului de blocare care conduce
n_n	NDIM	Numărul de necunoscute ale sistemului de ecuații
n_f	KY	Numărul fazei ale cărei mărimi intervin ca necunoscute ale sistemului de ecuații

Convertorul cu circuit intermediar de curent continuu de intensitate impusă (fig. 1) se utilizează la alimentarea mașinilor asincrone și sincrone mari, (de înaltă tensiune), pentru obținerea unor turații variabile.

În cazul când acest convertor alimentează o mașină asincronă, invertorul care intră în componența convertorului este echipat cu o sursă proprie de putere reactivă necesară comutației (comutație forțată).

Există mai multe modalități de realizare a comutației forțate, utilizate în acest caz. În fig. 1 se prezintă o schemă, denumită cu blocare independentă pe fiecare fază [1], care va fi studiată în continuare.

Această schemă oferă posibilitatea trecerii ușoare, continue de la regimul de generator la cel de motor al mașinii, fără schimbarea sensului de rotație. Schema poate fi utilizată și pentru acționarea în toate cele patru cadrane ale diagramei cuplu-turație, dacă se admit pauze scurte la trecerea dintr-un cadran în altul. Schema este utilizată la antrenarea pompelor, ventilatoarelor și a mașinilor de extrudat ca și la standurile de încercări cu mașini asincrone pendulare [2].

Schema reprezentată în fig. 1 este alcătuită dintr-un redresor comandat (ventilele $T_{r1} - T_{r6}$) și un inverter (ventilele $T_1 - T_6$, $T_{b1} - T_{b6}$). Cele două convertoare sînt cuplate prin intermediul unui circuit de curent continuu în care intensitatea curentului electric este menținută constantă cu ajutorul bobinei de netezire N .

Funcționarea invertorului din componența convertorului a făcut obiectul unor studii bazate pe considerații calitative și pe numeroase ipoteze simplificatoare [3], [4].

În această lucrare, avînd la bază lucrarea [5], se prezintă o metodă numerică directă pentru studiul invertorului trifazat cu circuit intermediar de curent continuu de intensitate impusă.

Mersul de calcul cuprinde stabilirea ecuațiilor circuitelor și rezolvarea acestora printr-o metodă numerică directă (Runge-Kutta) sau indirectă (predictor-corector).

1. Ecuațiile tensiunilor circuitelor invertorului

Se consideră invertorul din componența convertorului a cărui schemă este reprezentată în fig. 1.

Dispozitivul de comandă distribuie impulsuri de comandă celor 12 tiristoare în conformitate cu diagrama reprezentată în fig. 2.

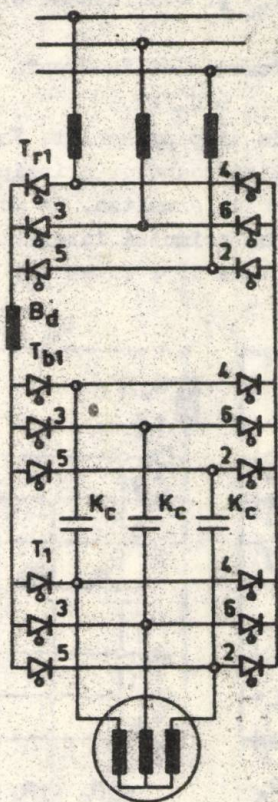


Fig. 1. Schema electrică de principiu a convertorului cu circuit intermediar de curent continuu de intensitate impusă: B_d - bobină de netezire.

m	t	Tiristor											
		T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{b1}	T_{b2}	T_{b3}	T_{b4}	T_{b5}	T_{b6}
1	0 ; $T/6$	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
2	$T/6$; $2T/6$	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0
3	$2T/6$; $3T/6$	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	0
4	$3T/6$; $4T/6$	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0
5	$4T/6$; $5T/6$	0	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0
6	$5T/6$; T	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0

Fig. 2. Diagrama de distribuție a impulsurilor de comandă.

Blocarea tiristoarelor principale $T_1 - T_6$ este asigurată cu ajutorul tiristoarelor de blocare $T_{b1} - T_{b6}$ și a condensatoarelor de comutație K_A , K_B și K_C .

În momentul inițial aceste condensatoare sînt încărcate cu tensiunile $u_{KA} = -U_d/2$; $u_{KB} = U_d/2$; $u_{KC} = U_d/2$.

În fiecare din cele șase intervale de timp prezentate în diagrama din fig. 2, trecerea în conducție a tiristoarelor principale și blocarea tiristoarelor de blocare nu se produc simultan. Se pot distinge trei subintervale. De exemplu, în cazul primului interval de timp, primesc impulsuri de comandă tiristoarele T_1 , T_2 și T_{b6} .

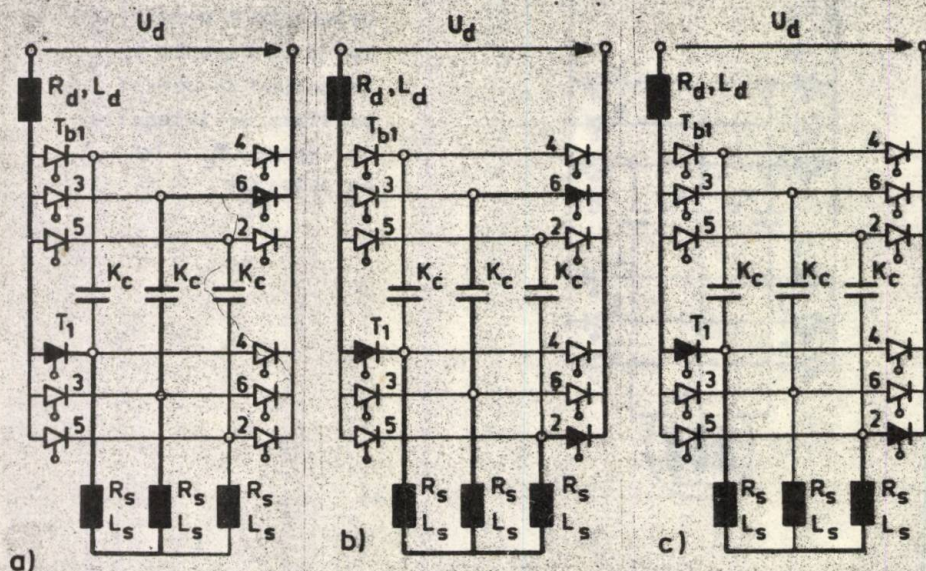


Fig. 3. Funcționarea invertorului în primul interval de timp.

Blocarea tiristorului principal T_6 prin intermediul tiristorului T_{b6} se face practic instantaneu, fără a determina decît o mică scădere a tensiunii condensatorului K_c . Drept urmare, în primul moment tiristorul T_2 nu poate trece în conducție, deși primește impuls de comandă, deoarece tensiunea anod-catod, aplicată prin ramura reprezentată în fig. 3 a cu linie întreruptă, este negativă. Trecerea în conducție a tiristorului T_2 se poate produce numai după momentul în care căderea de tensiune pe latura B a impedanței de sarcină, care crește, devine egală cu tensiunea condensatorului K_c , care scade. Rezultă că primul subinterval de timp durează pînă la acest moment.

Tiristorul T_{b6} rămân în stare de conducție (fig. 3 b) pînă în momentul cînd curentul prin latura B a impedanței de sarcină scade la zero, urmare a faptului că condensatorul K_c s-a încărcat cu tensiune de polaritate opusă celei reprezentate în fig. 3 a.

Rezultă că al doilea subinterval de timp durează pînă la acest moment.

Cel de-al treilea subinterval (fig. 3 c) durează pînă în momentul $t = T/6$.

Prin urmare se poate observa că în funcționarea inverterului se pot deosebi 18 tacte, cîte 3 pentru fiecare din cele 6 intervale de timp reprezentate în fig. 3.

Diagrama de conducție a tiristoarelor este cea reprezentată în fig. 4.

Numărul intervalului de timp, m	Numărul de ordine al tactului, i	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{b1}	T_{b2}	T_{b3}	T_{b4}	T_{b5}	T_{b6}
1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
	3	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	4	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
	5	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0
	6	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	7	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0
	8	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	0
	9	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
4	10	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0
	11	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0
	12	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0
5	13	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0
	14	0	0	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0
	15	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0
6	16	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0
	17	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0
	18	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0

Fig. 4. Diagrama de conducție a tiristoarelor.

Gele 12 ventile semi comandate $T_1 - T_6$, $T_{b1} - T_{b6}$ pot fi înlocuite simplicator cu contacte care se consideră ideale (nu se iau în considerare porțiunile neliniare ale caracteristicii tensiune-curent a contactului electric).

Luind în considerare această simplificare, schema electrică a inverterului din fig. 2 este cea prezentată în fig. 5.

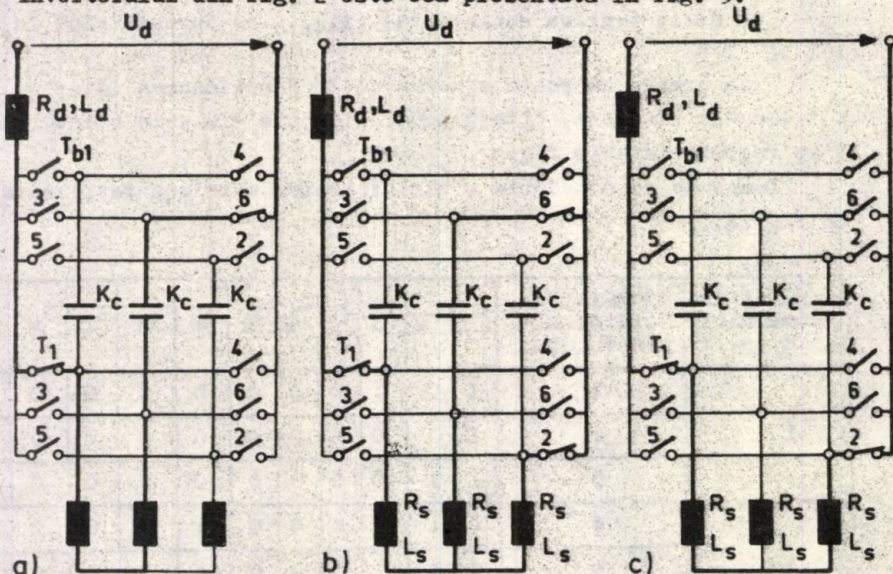


Fig. 5. Schema electrică simplificată a inverterului.

Așa cum rezultă din diagrama reprezentată în fig. 4, în tactul întâi sînt închise contactele T_1 și T_{b6} .

Schema electrică care corespunde tactului întâi este reprezentată în fig. 5, a.

Ecuatiile tensiunilor corespunzătoare tactului întâi, alegînd drept necunoscute mărimile i_d și u_{KB} sînt:

$$(R_d + 2R_s)i_d + (L_d + 2L_s) \frac{di_d}{dt} - u_{KB} = U_d ;$$

$$\frac{du_{KB}}{dt} + \frac{i_d}{K_c} = 0 .$$

Schema electrică care corespunde tactului al doilea este reprezentată în fig. 5, b.

Ecuatiile tensiunilor corespunzătoare tactului al doilea alegînd drept necunoscute mărimile i_d , i_{sC} și u_{KB} sînt:

$$(R_d + R_s)i_d + (L_d + L_s) \frac{di_d}{dt} - R_s i_{sC} - L_s \frac{di_{sC}}{dt} = U_d$$

$$\frac{1}{K_c} (i_d + i_{sC}) - \frac{du_{KB}}{dt} = 0 ;$$

$$u_{KB} - R_s i_d - L_s \frac{di_d}{dt} - 2R_s i_{sC} - 2L_s \frac{di_{sC}}{dt} = 0 . \quad (2 a, b, c)$$

Aceste ecuații pot fi puse sub formă matriceală

$$[XXI][Y] + [XI][Y'] = [B] , \quad (2 d)$$

unde matricele sînt:

$$[XXI] = \begin{bmatrix} R_d + R_s & -R_s & 0 \\ K_c & K_c & 0 \\ -R_s & -2R_s & 1 \end{bmatrix} ; [Y] = \begin{bmatrix} i_d \\ i_{sC} \\ u_{KB} \end{bmatrix} ; [XI] = \begin{bmatrix} L_d + L_s & -L_s & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ -L_s & -2L_s & 0 \end{bmatrix}$$

$$[Y'] = \begin{bmatrix} \frac{di_d}{dt} \\ \frac{di_{sC}}{dt} \\ \frac{du_{KB}}{dt} \end{bmatrix} ; [B] = \begin{bmatrix} U_d \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} .$$

În mod analog se scriu ecuațiile tensiunilor corespunzătoare celorlalte 15 tacte.

Relații de recurență

Dacă numărul de ordine al tactului în general este n ($n \in \{N\}$), atunci se pot scrie niște relații de recurență care facilitează alcătuirea schemei logice de calcul.

Numărul de ordine al tactului în cadrul perioadei are expresia

$$i = [(n - 1) \text{ modulo } 18] + 1 .$$

Numărul de ordine al tiristorului de blocare care conduce are expresia

$$k = [(i - 1)/3] + 1 .$$

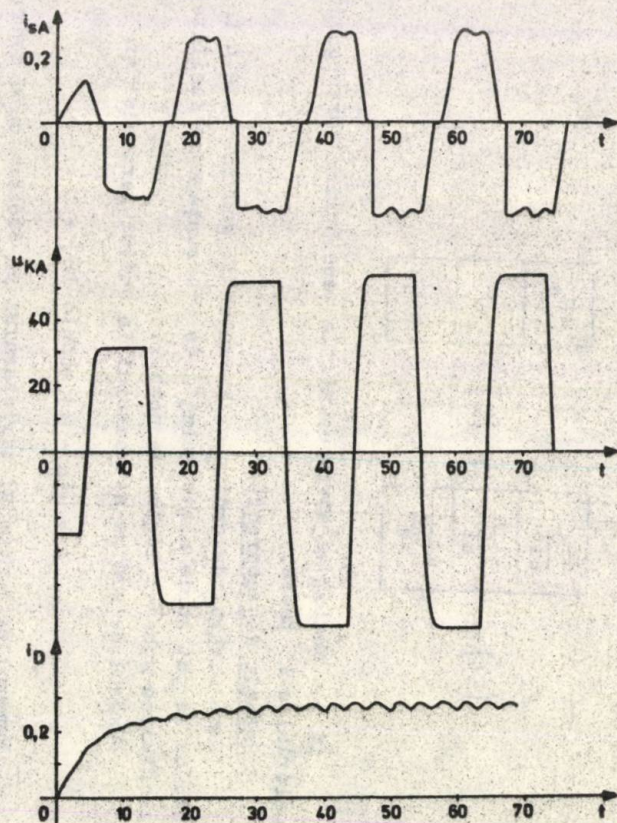


Fig.7. Variațiile în timp ale mărimilor i_{SA} , i_D , u_{KA} .

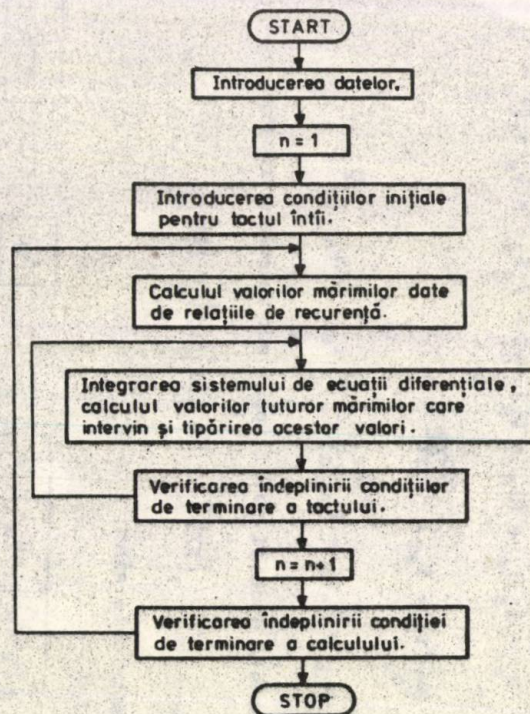


Fig.6. Schema logică a programului de calcul.

Numărul de necunoscute ale sistemului de ecuații are expresia

$$n_n = (i \text{ modulo } 3) + 1.$$

Numărul fazei ale cărei mărimi (tensiune, curent) intervin ca necunoscute ale sistemului de ecuații

$$n_f = 3 - (k + 1) \text{ modulo } 3.$$

2. Programul pentru rezolvarea ecuațiilor inverterului

În fig. 6 este reprezentată schema logică a programului utilizat pentru calculul soluțiilor ecuațiilor diferențiale (1), (2 d) și (3), corespunzătoare fiecărui tact. S-au utilizat două subprograme din biblioteca de subprograme științifice IBM și anume SUBROUTINE RKGS pentru rezolvarea sistemelor de ecuații diferențiale și SUBROUTINE GELG pentru rezolvarea sistemelor de ecuații liniare.

Parametrii rețelei din fig. 5 au fost următorii:

$$\begin{array}{lll} R_d = 5 \, \Omega & ; & L_d = 0.789 \, H & ; & K_c = 5 \, F & ; \\ R_s = 100 \, \Omega & ; & L_s = 0.143 \, H & ; & U_d = 50 \, V & . \end{array}$$

S-a considerat că tiristoarele comută cu frecvența de 50 Hz.

Eroarea absolută admisibilă la rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale a fost de 10^{-6} , iar eroarea relativă la rezolvarea sistemului de ecuații liniare a fost de 10^{-15} .

S-au obținut variațiile în timp ale tuturor mărimilor inverterului.

În fig. 7 au fost reprezentate variațiile în timp ale mărimilor i_{sA} , i_D , u_{KA} .

Bibliografie

- [1] HEUMANN, K. Grundlagen der Leistungselektronik. B.G. Teubner-Verlag, Stuttgart, 1975.
- [2] ERNST, D., STRÖHLE, D. Industrieelektronik. Springer Verlag, 1973.
- [3] SCHRÖDER, D. Selbstgeführter Stromrichter mit Phasenfolgelösung und eingepprägtem Strom. ETZ-A, Bd. 96(1975), H. 11, S.520.
- [4] BACKHAUS, G., MÖLTGEN, G. Kommutierung beim sechspulsigen selbstgeführten Wechselrichter für Betrieb mit eingepprägtem Gleichstrom. ETZ-A, Bd. 90 (1969), H.14, S.327.
- [5] NICOLAIDE, A., CERNAT, M. Studiul inverterului trifazat prin rezolvarea numerică directă a ecuațiilor diferențiale. Lucrările sesiunii naționale "Optimizarea echipamentelor electrice și electronice", Brașov, 17-19 noiembrie, 1978.

GERNAT, M.

STUDIUL INVERTORULUI TRIFAZAT CU CIRCUIT INTERMEDIAR DE
CURENT CONTINUU DE INTENSITATE IMPUSA

Rezumat

În cadrul lucrării a fost stabilită o metodă directă (inclusiv programul în limbaj FORTRAN) pentru calculul tensiunilor și curenților invertorului trifazat cu circuit intermediar de curent continuu de intensitate impusă. Metoda de calcul se bazează pe integrarea ecuațiilor diferențiale ale invertorului în fiecare tact de lucru și nu ține seama de caracteristica neliniară a tiristorului.

S-au obținut rezultate utile pentru calculul și utilizarea invertorului.

UNTERSUCHUNG DES SECHSPULSIGEN SELBSTGEFÜHRTEN
WECHSELRICHTERS IN BETRIEB MIT EINGEPRÄGTEM GLEICHSTROM

Zusammenfassung

Es wird eine direkte Methode (sowie auch das FORTRAN-Programm) für die Berechnung der Spannungen und Ströme des sechspulsigen selbstgeführten Wechselrichters festgesetzt. Diese Methode beruht auf der numerischen Integration der Differentialgleichungen des Wechselrichters in jedem Takt des Betriebes ohne die unlineare Kennlinie des Thyristors zu berücksichtigen.

Die Ergebnisse sind für die Berechnung und Benützung der Wechselrichter nützlich.

DETERMINAREA CÂMPULUI ELECTROMAGNETIC ȘI A REPARTIȚIEI SUPRATERATURII ÎN INDUSUL MOTORULUI ASINCRON LINIAR

Dr.ing. Ovidiu Peșteanu, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov.

Cîmpul electromagnetic din indusul motorului asincron liniar a fost amănunțit studiat în numeroase lucrări de specialitate, în ipoteza unei rezistivități electrice constante a indusului. Se cunoaște că în cazul unei reacții medii sau puternice a indusului, amplitudinea densității de curent din porțiunile indusului situate în întrefier și în vecinătatea întrefierului poate atinge valori mari, de ordinul zecilor de amperi pe milimetru pătrat [3],[5],[6]. Datorită încălzirii prin efect Joule-Lenz a indusului, rezistivitatea sa electrică poate avea variații apreciabile, mai ales în cazul unor viteze mici de deplasare relativă ale indusului în raport cu inductorul, variații care nu se mai pot neglija la studiul cîmpului electromagnetic.

Scopul prezentei lucrări este determinarea cîmpului electromagnetic din indusul placă neferomagnetice al unui motor asincron liniar cu inductor bilateral scurt, cu luarea în considerare a neuniformității rezistivității electrice a indusului datorită încălzirii sale prin efect Joule-Lenz, precum și determinarea repartiției supratemperaturii în indus.

1. Ecuațiile diferențiale ale cîmpului electromagnetic și încălzirii indusului

La studiul cîmpului electromagnetic se utilizează circuitul magnetic echivalent descris în lucrările [5], [6], obținut prin prelungirea teoretică a circuitului magnetic al inductorului și în exteriorul întrefierului real, considerînd că în exterior lățimea întrefierului δ crește direct proporțional cu distanța pînă la marginea inductorului [3]. Vectorul inducției magnetice complexe $\underline{B}$ se presupune orientat în lungul axei perpendiculare pe suprafața indusului Oy , iar mărimile cîmpului electromagnetic se consideră dependente numai de coordonatele x și z . Notînd cu ρ și Δ rezis-

tivitatea electrică și grosimea indusului, se obține cu teorema lui Ampère pentru vectorul intensității complexe a câmpului electric din indus expresia [6]:

$$\underline{\bar{E}} = \varrho \underline{\bar{J}} = \frac{\varrho}{\mu_0 \Delta \sqrt{2}} \operatorname{rot}(\underline{V} - \underline{V}_S), \quad \underline{V} = \underline{B} \delta, \quad \underline{V}_S = \underline{B}_S \delta, \quad (1)$$

în care $\underline{B}_S$ este reprezentarea în complex a inducției magnetice produsă de curenții din înfășurarea inductorului. Înlocuind expresiile (1) în forma locală a legii inducției electromagnetice:

$$\operatorname{rot}(\sqrt{2} \underline{\bar{E}}) = -j\omega_1 \underline{\bar{B}} + \operatorname{rot}(\bar{v} \times \underline{\bar{B}}), \quad (2)$$

în care ω_1 este pulsația tensiunilor de alimentare a înfășurării inductorului iar $\bar{v}$ este viteza relativă a indusului în raport cu inductorul se obține, după câteva calcule, următoarea ecuație diferențială neliniară cu derivate parțiale:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\varrho \frac{\partial \underline{V}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\varrho \frac{\partial \underline{V}}{\partial z} \right) - v \mu_0 \Delta \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\underline{V}}{\delta} \right) - \frac{j\omega_1 \mu_0 \Delta}{\delta} \underline{V} = \\ = - \frac{\partial}{\partial x} \left(\varrho \frac{\partial \underline{V}_S}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\varrho \frac{\partial \underline{V}_S}{\partial z} \right). \end{aligned} \quad (3)$$

La studiul încălzirii (supratemperaturii) Θ a indusului se utilizează ecuația diferențială a lui Fourier [1]:

$$c_p \vartheta \frac{\partial \Theta}{\partial t} = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} \Theta) + \operatorname{div} \bar{q}, \quad (4)$$

în care c_p , ϑ și λ reprezintă căldura specifică, densitatea și coeficientul de conductibilitate termică a indusului, iar $\bar{q}$ este densitatea de curent caloric (fluxul unitar de căldură). Datorită grosimii relativ mici a indusului, se va neglija dependența încălzirii de coordonata y . În acest caz, la calculul funcției de sursele de căldură $\operatorname{div} \bar{q}$ se va scădea din densitatea de volum a puterii transformate în căldură prin efect Joule-Lenz cantitatea de căldură evacuată în unitatea de timp din unitatea de volum a indusului în direcția axei Oy [1]. Efectuînd un astfel de calcul pentru un element de volum cilindric al indusului, avînd aria bazei egală cu dS și înălțimea egală cu grosimea indusului Δ se obține, neglijînd încălzirea mediului de răcire:

$$\operatorname{div} \bar{q} \Delta dS = \varrho J^2 \Delta dS - 2\alpha_c \Theta dS, \quad (5)$$

unde α_c este coeficientul de transmisie a căldurii (prin convecție). Înlocuind expresia (5) în ecuația (4) se obține în final următoarea ecuație diferențială cu derivate parțiale :

$$c_p \vartheta \frac{\partial \theta}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) + \rho_0 (1 + \alpha_t \theta) J^2 - 2 \frac{\alpha_c}{\Delta} \theta \quad (6)$$

în care ρ_0 și α_t reprezintă rezistivitatea electrică a indusului și coeficientul de temperatură al rezistivității la temperatura mediului ambiant. În cazul neglijării transmisiei căldurii prin conducție și prin convecție, ecuația (6) devine :

$$c_p \vartheta \frac{\partial \theta}{\partial t} = \rho_0 (1 + \alpha_t \theta) J^2. \quad (7)$$

2. Determinarea cîmpului electromagnetic și supratemperaturii

La determinarea mărimilor cîmpului electromagnetic și a încălzirii indusului se poate utiliza metoda diferențelor finite. Presupunînd cunoscută repartitia rezistivității electrice a indusului, ecuația diferențială (3) a cîmpului electromagnetic se transformă prin discretizare într-un sistem algebric de ecuații liniare cu diferențe finite, avînd drept necunoscute valorile funcției $\underline{v}$ în nodurile unei rețele bidimensionale din planul indusului, delimitată de [5], [6]: marginile longitudinale AE și GD ale circuitului magnetic echivalent, de axa longitudinală a motorului (datorită simetriei cîmpului electromagnetic în raport cu aceasta) și de marginea laterală EG a indusului (fig.1). La discretizarea ecuației (3), rezistivitatea electrică a indusului

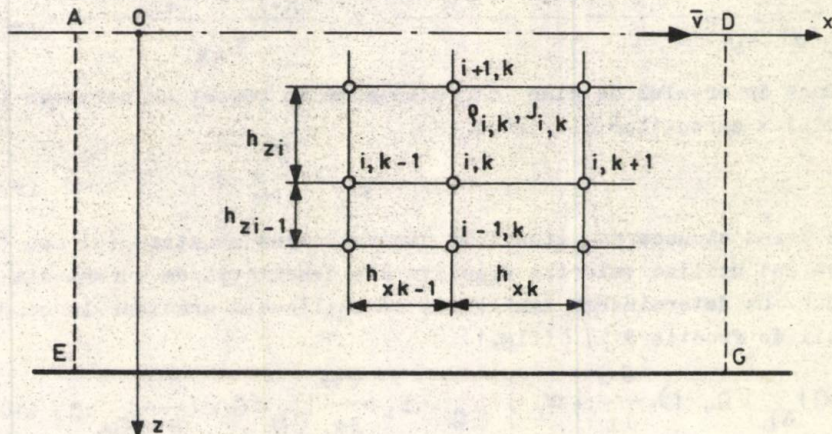


Fig.1. Porțiuni din rețeaua bidimensională trasată pe suprafața AEGD.

(respectiv încălzirea indusului) se poate considera cunoscută: a) în nodurile rețelei sau b) în interiorul ochiurilor rețelei (fig.1). Sistemul de ecuații algebrice se rezolvă utilizând condițiile de frontieră și expresiile funcției $\underline{V}_S$ determinate în lucrările [5],[6]. Cu ajutorul ecuațiilor de tensiuni obținute în [5],[6] și a tensiunilor de alimentare cunoscute se poate determina repartitia densității de curent în indus.

Presupunând cunoscută repartitia densității de curent în indus, ecuația diferențială a încălzirii (6) sau (7) se transformă prin discretizare într-un sistem algebric de ecuații liniare cu diferențe finite, avînd drept necunoscute valorile încălzirii Θ : a) în nodurile rețelei utilizată la determinarea cîmpului electromagnetic sau b) în centrele ochiurilor acestei rețele, în funcție de ipoteza utilizată la discretizarea ecuației (3). Deoarece la viteză $\bar{v}$ constantă regimul termic al indusului este staționar în raport cu un sistem de referință solidar cu inductorul, la discretizarea operatorului de derivare în raport cu timpul se alege intervalul de timp (pasul de timp) Δt_k astfel încît variația în timp a încălzirii indusului să se poată înlocui cu o variație în spațiu a acesteia (la $v \neq 0$). De exemplu, dacă se utilizează ipoteza a) menționată mai înainte și se alege $\Delta t_k = h_{xk}/v$ (fig.1), atunci un punct al indusului care se afla la momentul t în dreptul nodului i,k se va afla după Δt_k în dreptul nodului $i,k+1$ și se obține :

$$\left(\frac{\partial \Theta}{\partial t}\right)_{i,k} \approx \frac{\Theta_{i,k}(t+\Delta t_k) - \Theta_{i,k}(t)}{\Delta t_k} = v \frac{\Theta_{i,k+1}(t) - \Theta_{i,k}(t)}{h_{xk}} \quad (8)$$

Dacă intervalul de timp Δt_k este mare în raport cu perioada (medie) a curenților din indus :

$$\Delta t_k \gg \frac{2\pi}{s\omega_1} \quad (9)$$

și fiind alunecarea, atunci la discretizarea ecuației (6) sau (7) se pot utiliza valorile efective ale densității de curent din indus. La determinarea încălzirii se utilizează următoarele condiții de frontieră [1] (fig.1):

$$(\Theta)_{AE} = 0, \left(\lambda \frac{\partial \Theta}{\partial z} + \alpha_c \Theta\right)_{EG} = 0, \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x}\right)_{GD} = 0, \left(\frac{\partial \Theta}{\partial z}\right)_{DA} = 0; \quad (10)$$

la scrierea condiției de frontieră pe EG s-a neglijat încălzirea

mediului de răcire.

Cu valorile numerice ale încălzirilor astfel obținute se determină o nouă repartitie a rezistivității electrice a indusului, cu ajutorul căreia se poate reîncepe calculul cîmpului electromagnetic. Calculul iterativ succesiv al cîmpului electromagnetic și al încălzirii indusului se intrarupe atunci cînd eroarea relativă dintre valorile a două repartiții succesive ale încălzirii indusului este mai mică decît o eroare ξ_r maxim admisă: a) în toate nodurile rețelei sau b) în centrele tuturor ochiurilor rețelei.

3. Rezultate obținute pe calculator

Pentru motorul asincron liniar cu inductor bilateral și indus din aluminiu descris în lucrările [5],[6] și avînd caracteristicile: numărul de perechi de poli $p = 1$; lungimea pasului polar

$\tau = 0,102$ m; lățimea inductorului $l_1 = 0,085$ m; lățimea întrefierului $\delta = 0,01$ m; lățimea indusului $l_2 = 0,1615$ m; $\Delta = 0,003$ m;

$\rho_0 = 3 \cdot 10^{-8} \Omega \text{ m}$, s-a alcătuit un program de calcul al cîmpului electromagnetic și încălzirii indusului în limbaj FORTRAN, rulat pe calculatorul FELIX C-256.

Latura AE a circuitului magnetic echivalent (fig.1) s-a considerat depărtată față de marginea de intrare a inductorului la o distanță egală cu $p\tau$ [3],[5],[6], iar latura GD s-a considerat depărtată față de marginea de ieșire a inductorului la o distanță egală cu $2p\tau$. Pentru rețeaua din porțiunea AEGD s-a ales pasul (principal) $h = \tau/12$. Datorită variației relativ mari a inducției magnetice în dreptul marginilor inductorului [5],[6], pasul rețelei s-a micșorat în dreptul acestora de trei ori, obținîndu-se astfel o rețea cu pași inegali (fig.1):

$$h_{xk} = p_k h, \quad h_{zi} = q_i h, \quad (11)$$

avînd 13 linii și 64 coloane. La discretizarea ecuației cîmpului electromagnetic (3) s-a considerat că rezistivitatea electrică a indusului este constantă (cunoscută) în ochiurile rețelei (fig.1) și s-au utilizat pentru derivatele de tipul $\frac{\partial}{\partial x}(\rho \frac{\partial \underline{v}}{\partial x})$ formulele

de aproximare prezentate în lucrările [2],[3]. Folosind la discretizare pentru derivata $\frac{\partial}{\partial x}(\underline{v} / \sigma)$ o expresie aproximativă a căreia eroare tinde către zero odată cu h^2 , se obține pentru un nod i,k următoarea ecuație cu diferențe finite :

$$A_1 \underline{V}_{i,k-1} + A_2 \underline{V}_{i-1,k} + A_3 \underline{V}_{i,k+1} + A_4 \underline{V}_{i+1,k} - \underline{A}_0 \underline{V}_{i,k} = \\ = C_1 \underline{V}_{Si,k-1} + C_2 \underline{V}_{Si-1,k} + C_3 \underline{V}_{Si,k+1} + C_4 \underline{V}_{Si+1,k} - C_0 \underline{V}_{Si,k} , \quad (12)$$

in care :

$$C_1 = \frac{q_{i-1} r_{i-1,k-1} + q_i r_{i,k-1}}{p_{k-1}} , \quad C_2 = \frac{p_{k-1} r_{i-1,k-1} + p_k r_{i-1,k}}{q_{i-1}} ,$$

$$C_3 = \frac{q_{i-1} r_{i-1,k} + q_i r_{i,k}}{p_k} , \quad C_4 = \frac{p_{k-1} r_{i,k-1} + p_k r_{i,k}}{q_i} ,$$

$$r_{i,k} = \frac{\varphi_{i,k}}{\varphi_0} = 1 + \alpha_t \Theta_{i,k} , \quad C_0 = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 ,$$

$$A_1 = C_1 + H \frac{p_k (q_{i-1} + q_i)}{p_{k-1} \delta_{ri,k-1}} , \quad A_2 = C_2 , \quad (13)$$

$$A_3 = C_3 - H \frac{p_{k-1} (q_{i-1} + q_i)}{p_k \delta_{ri,k+1}} , \quad A_4 = C_4 ,$$

$$\underline{A}_0 = C_0 + \left[H \left(\frac{1}{p_{k-1}} - \frac{1}{p_k} \right) + j \frac{1}{2} k_1 \alpha^2 h^2 \right] \frac{(p_{k-1} + p_k) (q_{i-1} + q_i)}{\delta_{ri,k}} ,$$

$$H = \frac{1}{2} k_1 \alpha h (1-s) , \quad k_1 = \frac{\mu_0 \omega_1 \Delta}{\alpha^2 \varphi_0 \delta''} , \quad \alpha = \frac{\pi}{\tau} , \quad \delta_{ri,k} = \frac{\delta'_{i,k}}{\delta''} ,$$

δ'' fiind lăţimea întrefierului echivalent. Sistemul de ecuaţii cu diferenţe finite astfel obţinut s-a rezolvat iterativ, utilizând metoda punctuală a suprarelaxării succesive [5], [6]. În toate nodurile interioare ale reţelei, eroarea relativă maximă dintre două valori succesive obţinute la calculul iterativ al cimpului electromagnetic s-a admis egală cu 0,05; coeficientul de supra-

relaxare (de accelerare a convergenței) pentru care a rezultat un număr minim de cicluri de iterare s-a determinat prin încercări, obținându-se valoarea: $\omega_0 = 1,4$.

La calculul numeric al încălzirii în centrele ochiurilor s-a folosit ecuația diferențială (7). Prin utilizarea unei scheme explicite de discretizare (utilizând diferențe progresive la aproximarea derivatei în raport cu timpul) [4] și prin alegerea unui pas de timp așa cum s-a arătat mai înainte, se obține următoarea ecuație cu diferențe finite (fig.1):

$$\Theta_{i,k+1} = \Theta_{i,k} + \frac{\rho_0}{\gamma c_p} (1 + \alpha_i \Theta_{i,k}) \frac{h(p_k + p_{k+1})}{2v} J_{i,k}^2, \quad (14)$$

în care valoarea efectivă a densității de curent din indus în interiorul unui ochi al rețelei (fig.1) se determină cu următoarele expresii obținute prin discretizarea relației (1) :

$$J_{i,k} = \sqrt{J_{xi,k}^2 + J_{zi,k}^2},$$

$$J_{xi,k} = \frac{1}{2\sqrt{2} \mu_0 \Delta h q_i} (|\underline{W}_{i+1,k+1} - \underline{W}_{i,k+1}| + |\underline{W}_{i+1,k} - \underline{W}_{i,k}|), \quad (15)$$

$$J_{zi,k} = \frac{1}{2\sqrt{2} \mu_0 \Delta h p_k} (|\underline{W}_{i+1,k+1} - \underline{W}_{i+1,k}| + |\underline{W}_{i,k+1} - \underline{W}_{i,k}|),$$

unde s-a utilizat notația :

$$\underline{W}_{i,k} = \underline{V}_{i,k} - \underline{V}_{Si,k}. \quad (16)$$

Eroarea relativă maximă dintre valorile a două repartiții succesive ale încălzirii indusului obținute la calculul iterativ succesiv al câmpului electromagnetic și încălzirii s-a admis egală cu 0,05. La calculul câmpului electromagnetic, o reducere a numărului ciclurilor de iterare s-a obținut prin utilizarea valorilor finale obținute (în nodurile interioare ale rețelei) pentru variabilele $\underline{V}_{ik}$, pentru o anumită repartiție a încălzirii indusului, ca valori inițiale la calculul iterativ al acestor variabile pentru următoarea repartiție a încălzirii. Astfel s-a obținut o reducere a numărului (maxim) ciclurilor de iterare la calculul iterativ al câmpului electromagnetic de la 48 de cicluri la 4 cicluri de iterare.

La calculul funcției V_S cu expresiile prezentate în lucrările [5],[6], s-au luat în considerare și undele superioare de ordin $6k - 1$ și $6k + 1$, cu $k = 1, 2, \dots, 20$, ale păturii de curent produsă de componentele simetrice directe și inverse ale curenților din înfășurarea inductorului. Pentru calculul (prin aproximații succesive) coeficientului de saturație (necesar la determinarea lățimii întrefierului echivalent δ'') și a pierderilor din oțelul inductorului s-au folosit formulele cunoscute din teoria mașinilor electrice asincrone rotative și s-au utilizat două subrutine conținând funcțiile corespunzătoare următoarelor curbe liniarizate pe porțiuni: curba de magnetizare a tolelor și curba pierderilor specifice din tolele inductorului. Unghiul de înclinare față de planul indusului al fețelor longitudinale ale circuitului magnetic echivalent s-a considerat egal cu 51° [3] iar cel al fețelor frontale egal cu 76° [5],[6].

Datorită numărului mare și a complexității relațiilor de calcul și a mărimii cimpului de date s-a alcătuit un program de calcul segmentat, a cărui structură cuprinde: un segment rădăcină, 14 segmente de program și 4 segmente de date comune. Lungimea celei mai lungi ramuri a programului de calcul segmentat este de aproximativ 56 Ko iar durata medie necesară pentru calculul cimpului electromagnetic și a repartiției încălzirii în indusul motorului asincron liniar a fost de aproximativ 15 minute.

Pentru motorul asincron liniar studiat, este reprezentată în figura 2 repartiția încălzirii indusului calculată pentru viteza $v = 0,01$ m/s, considerînd că înfășurării inductorului i se aplică un sistem simetric direct de tensiuni de linie avînd valorile efective egale cu $U_1 = 380$ V.

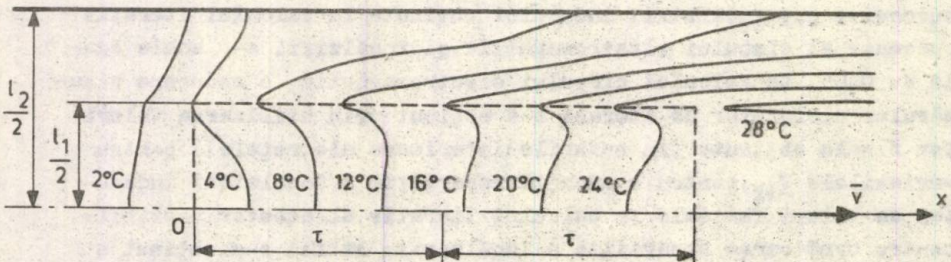


Fig.2. Repartiția încălzirii în indusul unui motor asincron liniar.

4. Concluzii

În lucrare este prezentat un studiu bidimensional, utilizând metoda diferențelor finite, a câmpului electromagnetic și a repartiției supratemperaturii în indusul unui motor asincron liniar cu inductor bilateral scurt, studiu în cadrul căruia se iau în considerare efectele de capăt transversale și longitudinale și neuniformitatea rezistivității electrice a indusului datorită încălzirii sale prin efect Joule-Lenz. Utilizarea ecuațiilor și a etapelor de calcul prezentate în lucrare permite o determinare mai precisă a parametrilor și performanțelor motoarelor asincrone liniare, în special a motoarelor liniare cu reacție puternică a indusului și lungime relativ mare a inductorului (cum este cazul motoarelor liniare utilizate în tracțiunea electrică de mare viteză [7]), mai ales pentru cazul unor viteze mici de deplasare (de exemplu la pornire), și a motoarelor liniare utilizate pentru producerea unor mișcări oscilante [8].

Bibliografie

- [1] RICHTER, R. Elektrische Maschinen. Band I. Allgemeine Berechnungselemente. Die Gleichstrommaschinen. Birkhäuser Verlag, Basel und Stuttgart, 1967.
- [2] BRAESS, H., WEH, H., ERDELYI, E.A. Numerische Berechnung magnetischer Felder und Kräfte. In: Arch. f. Elektrotechnik 52 (1969) Heft 5, S.306-317.
- [3] WEH, H., BRAESS, H., MOSEBACH, H. Die rechnerische Behandlung asynchroner linearer Wandler. In: Energy Conversion, Vol.11, Pergamon Press, 1971, pp. 25-37.
- [4] RACOVEANU, N., DODESCU, GH., MINCU, I. Metode numerice pentru ecuații cu derivate parțiale de tip parabolic. Editura Tehnică, București, 1977.
- [5] PEȘTEANU, O. Contribuții la studiul efectelor de capăt la motorul asincron liniar. In: E.E.A.-Electrotehnica 25 (1977), nr.2, p. 92-98.
- [6] PEȘTEANU, O. Studiul parametrilor și performanțelor mașinilor electrice asincrone plane cu mișcare liniară utilizate pentru tracțiunea electrică. Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1980.
- [7] KRATZ, G. Der Linearmotor in der Antriebstechnik. In: Technische Mitteilungen AEG-TELEFUNKEN 69 (1979), 3, S. 57-73.
- [8] PEȘTEANU, O., ȚAȚA, M. Motor asincron liniar de tip cilindric utilizat la acționarea unui ciocan de forjat. In: E.E.A.-Electrotehnica, 27 (1979), nr.8, p. 347-352.

PESTEANU, O.

DETERMINAREA CÎMPULUI ELECTROMAGNETIC ȘI A REPARTIȚIEI
SUPRATERATURII ÎN INDUSUL MOTORULUI ASINCRON LINIAR

Rezumat

Lucrarea conține un studiu bidimensional, utilizînd metoda diferențelor finite, a cîmpului electromagnetic și a repartiției încălzirii în indusul unui motor asincron liniar cu inductor bilateral scurt, cu luarea în considerare a efectelor de capăt și a distribuției locale neuniforme a rezistivității electrice a indusului datorită încălzirii sale prin efect Joule-Lenz.

BERECHNUNG DES ELECTROMAGNETISCHEN FELDDES UND DER
ERWÄRMUNGSVERTEILUNG IN DER REAKTIONSSCHIENE EINES
ASYNCHRONEN LINEARMOTORS

Zusammenfassung

Der Beitrag enthält ein zweidimensionales Studium, durch Anwendung des Differenzenverfahrens, des elektromagnetischen Feldes und der Erwärmungsverteilung in der Reaktionsschiene eines asynchronen Linearmotors mit zweiseitigem Kurzständer, unter Berücksichtigung der Endeffekte und der wegen der Wirbelstromverluste örtlichen nicht gleichförmigen Verteilung des spezifischen Widerstandes der Reaktionsschiene.

CONVERTOR PNEUMOMECHANIC - UTILIZAT CA ELEMENT
DE EXECUTIE ALTERNATIV

Ing. A. Fratu, asistent la Universitatea din Braşov;
Ing. Fr. Sisak, şef lucrări la Universitatea din Braşov.

1. Introducere

În tehnica reglării automate în diferite ramuri industriale, se folosesc pe scară largă elementele de execuţie pneumatice, datorită simplităţii şi siguranţei în exploatare pe care le prezintă acestea.

Prezenta lucrare îşi propune să trateze analitic un convertor pneumomecanic, realizat şi brevetat sub denumirea de "Motor pneumatic alternativ" [2], ce poate fi folosit ca element de execuţie în sistemele de automatizare.

2. Schema de principiu şi modul de funcţionare

Convertorul pneumomecanic reprezentat în figura 1, este compus din corpul 1, pistonul de lucru 2 şi sertarul de comandă 3.

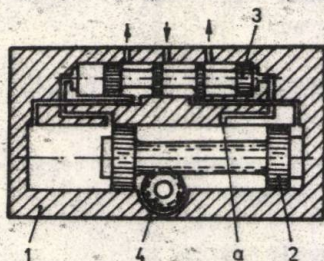


Fig. 1.

aerul comprimat pătrunde în dreapta sertarului 3 și îl deplasează spre stînga, schimbîndu-se astfel distribuția aerului comprimat

Convertorul îşi începe ciclul de lucru în momentul conectării la reţea. Aerul comprimat găseşte sertarul 3 într-o poziţie de capăt, respectiv dreapta, şi pătrunde în partea dreaptă a pistonului de lucru 2 şi imprimă acestuia o mişcare spre stînga. Cînd pistonul 2 depăşeşte orificiul a,

în dreapta cilindrului de lucru 2 și acesta își reia cursa pe stînga. La capătul opus fenomenul se repetă.

3. Stabilirea ecuațiilor integro - diferențiale ale convertorului pneumomecanic

Se consideră ca mărirea de intrare presiunea $p(t)$ a fluidului motor (aer) și mărirea de ieșire viteza de deplasare a pistonului de lucru $v(t)$. Cele două mărimi sînt funcții de timp.

Pentru stabilirea ecuațiilor integro - diferențiale de funcționare, vom considera că pistonul de lucru deplasează masa m_2 (inclusiv masa proprie) cu viteza $v_2(t)$.

Aplicînd legile mecanicii, se pot scrie ecuațiile următoare pentru servopiston (3) de masă m_1 și, respectiv, pentru pistonul de lucru (2) de masă m_2 .

$$A_1 \int p(t) dt = m_1 \frac{dv_1(t)}{dt} + k_1 v_1(t); \quad (1)$$

$$A_2 \int p(t) dt = m_2 \frac{dv_2(t)}{dt} + k_2 v_2(t), \quad (2)$$

unde A_1 și A_2 sînt secțiunile servopistonului (3), respectiv ale pistonului de lucru (2). În relațiile de sus s-a considerat că forța de sarcină este proporțională cu viteza de deplasare liniară, caracteristică frecărilor vîscoase.

4. Stabilirea funcției de transfer a convertorului pneumomecanic

Aplicînd transformata Laplace, ecuațiilor integro - diferențială (1) și (2) care au aceeași formă:

$$A \int p(t) dt = m \frac{dv(t)}{dt} + k \cdot v(t), \quad (3)$$

se obține:

$$A \frac{P(s)}{s} = m \cdot s \cdot V(s) + k \cdot V(s). \quad (4)$$

Funcția de transfer va fi:

$$Y(s) = \frac{V(s)}{P(s)} = \frac{A}{m} \cdot \frac{1}{s(s+k/m)} ; \quad (5)$$

$$Y(s) = K \cdot \frac{1}{s(s+k/m)} \quad (6)$$

5. Concluzii

Convertorul tratat de autori este constituit dintr-un cilindru cu piston de lucru și dintr-un sertar de comandă, toate într-o construcție unitară.

În comparație cu alte elemente de execuție cum ar fi cele electrice, convertorul de față, utilizat ca element de execuție prezintă următoarele avantaje:

- preț de cost scăzut datorită unei construcții simple și compacte;
- posibilitatea modificării relativ simplu a vitezei de deplasare liniară, prin modificarea presiunii agentului de lucru (aer).

Bibliografie

- [1] GILLE, J.G. ș.a. Teoria și calculul sistemelor de reglare automată. Ed. tehnică, București, 1962.
- [2] BALTAC, M. ș.a. Motor pneumatic alternativ.
Brevet R.S.R. nr. 67876/10.05.1978.

A. PRATU

FR. SISAK

CONVERTOR PNEUMOMECANIC - UTILIZAT CA ELEMENT
DE EXECUTIE ALTERNATIV

Rezumat

În lucrarea de față s-a analizat un convertor pneumomecanic utilizat ca element de execuție alternativ stabilindu-i-se funcția de transfer.

Autorii au tratat un convertor brevetat în R.S.R. sub denumirea de "Motor pneumatic alternativ".

PNEUMOMECHANICAL CONVERTER USED AS AN ALTERNATIVE
EXECUTION ELEMENT

Abstract

Analyses a pneumomechanical converter used as a alternative execution element establishing its transfer function.

The authors have treated a converter patented in the Socialist Republic of Romania under the name of "Alternative pneumatic motor".

CONTRIBUTII LA DIMENSIONAREA ACTIONARILOR ELECTRICE CU SOCURI DE SARCINA

Ing. Fr. Sisak, șef lucrări la Universitatea din Brașov;
Ing. A. Fratu, asistent la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Metodele de dimensionare cunoscute ale acționărilor electrice cu șocuri de sarcină necesită calcule laborioase. De aceea prezintă interes găsirea unei relații noi și simple pe baza căreia se pot alege datele motorului de antrenare și se poate determina un raport de transmisie optim.

Calcululele prezentate au la bază relația care există, pentru un anumit tip constructiv de motoare asincrone trifazate, între cuplul nominal al motorului M_N și momentul lui de inerție J_M (dat în [2] pentru motoare de curent continuu)

$$J_M = K M_N^{\sigma} \quad (1)$$

Motorul ales trebuie verificat din punct de vedere termic și la suprasarcină mecanică.

2. Determinarea cuplului nominal al motorului de antrenare

Se consideră un sistem de acționare electrică prezentat în figura 1.

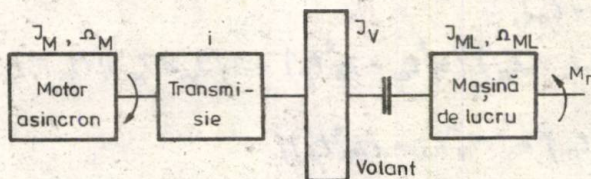


Fig. 1.

Cuplul static rezistent variază sub formă de șocuri, după graficul din figura 2. Considerînd un cuplu motor constant M_1 , pe intervalul de timp t_a și M_2 , pe intervalul de timp t_p , se obțin expresiile:

$$M_1 = \left(J_M i + \frac{J_V + J_{ML}}{i} \right) \varepsilon_1 + \frac{M_{r1}}{i}, \quad (2)$$

$$M_2 = \left(J_M i + \frac{J_V + J_{ML}}{i} \right) \varepsilon_2 + \frac{M_{r2}}{i}, \quad (3)$$

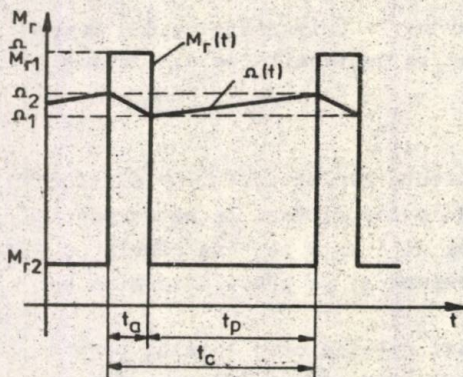


Fig. 2.

unde ε_1 și ε_2 sînt accelerațiile unghiulare pe intervalele de timp t_a și, respectiv, t_p , iar celelalte mărimi au semnificațiile din figurile 1 și 2.

Cuplul echivalent dezvoltat de motor se calculează cu relația

$$M_e = \sqrt{\frac{M_{r1}^2 t_a + M_{r2}^2 t_p}{t_a + t_p}}, \quad (4)$$

în care, dacă se înlocuiesc relațiile (1), (2) și (3) cît și condiția ca motorul să corespundă din punct de vedere termic, $M_N \geq M_e$, se obține inegalitatea :

$$a_1 M_N^{2\sigma} + a_2 M_N^\sigma + a_3 M_N^2 + a_4 \leq 0, \quad (5)$$

unde coeficienții au următoarele expresii :

$$\begin{aligned} a_1 &= K i^2 (\varepsilon_1^2 t_a + \varepsilon_2^2 t_p), \\ a_2 &= 2K [(J_V + J_{ML}) (\varepsilon_1^2 t_a + \varepsilon_2^2 t_p) + (M_{r1} \varepsilon_1 t_a + M_{r2} \varepsilon_2 t_p)], \\ a_3 &= -(t_a + t_p), \\ a_4 &= \frac{1}{i^2} [(J_V + J_{ML})^2 (\varepsilon_1^2 t_a + \varepsilon_2^2 t_p) + 2(J_V + J_{ML}) (M_{r1} \varepsilon_1 t_a + \\ &\quad + M_{r2} \varepsilon_2 t_p) + (M_{r1}^2 t_a + M_{r2}^2 t_p)]. \end{aligned} \quad (6)$$

Relația (5) se poate folosi foarte ușor pentru predimensionarea acționărilor electrice cu șocuri de sarcină, soluția ecuației definind un motor cu cuplul nominal respectiv.

Pentru rezolvarea ecuației (5) se recomandă utilizarea relației Newton-Raphson, care constă în alegerea unei valori de referință $M_{N,k}$, care se recalculează cu relația

$$M_{N,k+1} = M_{N,k} - \frac{y_k}{y'_k}, \quad (7)$$

pînă cînd funcția y se apropie de zero. În relația (7) s-au notat

$$y_k = a_1 M_{N,k}^{2\sigma} + a_2 M_{N,k}^{\sigma} + a_3 M_{N,k}^2 + a_4 \leq 0$$

și

$$y'_k = 2\sigma a_1 M_{N,k}^{2\sigma-1} + \sigma a_2 M_{N,k}^{\sigma-1} + 2a_3 M_{N,k}. \quad (8)$$

3. Verificarea motorului la suprasarcină mecanică

Motorul ales pe baza relației (5) nu întotdeauna asigură cuplul maxim cerut de sistemul de acționare. Din această cauză se impune calcularea raportului de transmisie optim [1] și determinarea cuplului nominal al motorului ținînd seama de capacitatea de suprasarcină mecanică λ .

În cazul sarcinii de forma celei din figura 2, cuplul maxim dezvoltat de motor este M_1 . Prin anularea primei derivate a funcției $M_1 = f(i)$ se obține ecuația :

$$\frac{dM_1}{di} = J_M E_i + (J_v + J_{ML}) E_i \left(-\frac{1}{i^2}\right) + M_{M1} \left(-\frac{1}{i^2}\right) = 0, \quad (9)$$

de unde rezultă :

$$i_0 = \sqrt{\frac{(J_v + J_{ML}) E_i + M_{M1}}{J_M E_i}}. \quad (10)$$

Luînd în considerare capacitatea de suprasarcină mecanică λ a motorului, se poate scrie :

$$M_1 = \lambda M_e \leq \lambda M_N \geq K M_N^{\sigma} i E_i + \frac{J_v + J_{ML}}{i} E_i + \frac{M_{M1}}{i}, \quad (11)$$

sau

$$M_N^{\sigma} K i E_i - \lambda M_N + \left[\frac{(J_v + J_{ML})}{i} E_i + \frac{M_{M1}}{i} \right] \leq 0. \quad (12)$$

Soluția ecuației (12) indică motorul de antrenare care corespunde din punct de vedere al suprasarcinii mecanice.

4. Exemplu de calcul

Simplitatea și eficiența metodei se va demonstra pe un exemplu. Se consideră o presă mecanică [3] la care ciclul de funcționare se caracterizează prin următoarele date: $M_{T1} = 5000 \text{ Nm}$;

$M_{r2} = 10 \text{ Nm}$; $t_a = 0,05 \text{ s}$; $t_p = 0,7 \text{ s}$; $J_v = 11 \text{ kgm}^2$; $\Omega_{om} = 104,71 \text{ rad/s}$; $i = 11,625$; $s_{min} = 0,032$; $s_{max} = 0,118$ și se neglijează momentul de inerție al mașinii de lucru.

Pentru motoarele asincrone trifazate de tip B3 fabricate de Electromotor Timișoara este valabilă relația

$$J_M = 2 \cdot 10^{-4} M_N^{1,5037}$$

Accelerațiile unghiulare în intervalele de timp t_a și t_p sînt

$$\begin{aligned} \epsilon_1 &= \frac{\Omega_{om} (s_{min} - s_{max})}{i t_a} = \frac{104,71 (0,032 - 0,118)}{11,625 \cdot 0,05} = -15,5 \text{ rad/s}^2 \\ \text{și} \\ \epsilon_2 &= \frac{\Omega_{om} (s_{max} - s_{min})}{i t_p} = \frac{104,71 (0,118 - 0,032)}{11,625 \cdot 0,7} = 1,1 \text{ rad/s}^2 \end{aligned}$$

Conform relațiilor (6) rezultă valorile coeficienților ecuației (5): $a_1 = 0,69 \cdot 10^{-4}$; $a_2 = -1,1137$; $a_3 = -0,75$; $a_4 = 4,82 \cdot 10^3$.

Se alege un cuplu nominal de referință $M_{No} = 80 \text{ Nm}$, cu care se calculează

$$y = 0,69 \cdot 10^{-4} \cdot 80^{2,6074} - 1,1137 \cdot 80^{1,3037} - 0,75 \cdot 80^2 + 4820 = -310,68,$$

$$y' = 2 \cdot 0,69 \cdot 10^{-4} \cdot 80^{1,6074} - 1,1137 \cdot 1,3037 \cdot 80^{0,3037} - 1,5 \cdot 80 = -125,3$$

și se obține

$$M_N = M_{No} - \frac{y}{y'} = 80 - \frac{310,68}{125,3} = 77,53 \text{ Nm}.$$

Deoarece la recalcularea valorii cuplului nominal, luînd ca referință cuplul nominal obținut, nu se obțin schimbări notabile, din seria de motoare se alege cel cu următoarele date:

$P_N = 11 \text{ kW}$; $M_N = 109 \text{ Nm}$; $\lambda = 2$; $J_M = 0,115 \text{ kgm}^2$; $\Omega_o = 104,71 \text{ rad/s}$.

Motorul astfel ales se verifică la încălzire și suprasarcină:

$$M_1 = \left(0,115 \cdot 11,625 + \frac{11}{11,625} \right) (-15,5) + \frac{5000}{11,625} = 290,87 \text{ Nm},$$

$$M_2 = \left(0,115 \cdot 11,625 + \frac{11}{11,625} \right) \cdot 1,1 + \frac{10}{11,625} = 4 \text{ Nm},$$

$$M_e = 75,2 \text{ Nm} < M_N = 109 \text{ Nm}.$$

Dar $\lambda M_N = 218 \text{ Nm} < M_1 = 290,87 \text{ Nm}$ și astfel motorul ales nu poate acoperi cuplul maxim. Motorul următor de 15 kW verifică însă ambele condiții.

Pentru rezolvarea ecuației (5) se recomandă utilizarea relației Newton-Raphson, care constă în alegerea unei valori de referință $M_{N,k}$, care se recalculează cu relația

$$M_{N,k+1} = M_{N,k} - \frac{y_k}{y'_k}, \quad (7)$$

pină cînd funcția y se apropie de zero. În relația (7) s-au notat

$$y_k = a_1 M_{N,k}^{2\sigma} + a_2 M_{N,k}^{\sigma} + a_3 M_{N,k}^2 + a_4 \leq 0$$

și

$$y'_k = 2\sigma a_1 M_{N,k}^{2\sigma-1} + \sigma a_2 M_{N,k}^{\sigma-1} + 2a_3 M_{N,k}.$$

3. Verificarea motorului la suprasarcină mecanică

Motorul ales pe baza relației (5) nu întotdeauna asigură cuplul maxim cerut de sistemul de acționare. Din această cauză se impune calcularea raportului de transmisie optim [1] și determinarea cuplului nominal al motorului ținînd seama de capacitatea de suprasarcină mecanică λ .

În cazul sarcinii de forma celei din figura 2, cuplul maxim dezvoltat de motor este M_1 . Prin anularea primei derivate a funcției $M_1 = f(i)$ se obține ecuația :

$$\frac{dM_1}{di} = J_N \varepsilon_i + (J_v + J_{ML}) \varepsilon_i \left(-\frac{1}{i^2}\right) + M_{M1} \left(-\frac{1}{i^2}\right) = 0, \quad (9)$$

de unde rezultă :

$$i_0 = \sqrt{\frac{(J_v + J_{ML}) \varepsilon_i + M_{M1}}{J_N \varepsilon_i}}. \quad (10)$$

Luînd în considerare capacitatea de suprasarcină mecanică λ a motorului, se poate scrie :

$$M_1 = \lambda M_e \leq \lambda M_N \geq K M_N i \varepsilon_i + \frac{J_v + J_{ML}}{i} \varepsilon_i + \frac{M_{M1}}{i}, \quad (11)$$

sau

$$M_N K i \varepsilon_i - \lambda M_N + \left[\frac{(J_v + J_{ML})}{i} \varepsilon_i + \frac{M_{M1}}{i} \right] \leq 0. \quad (12)$$

Soluția ecuației (12) indică motorul de antrenare care corespunde din punct de vedere al suprasarcinii mecanice.

4. Exemplu de calcul

Simplitatea și eficiența metodei se va demonstra pe un exemplu. Se consideră o presă mecanică [3] la care ciclul de funcționare se caracterizează prin următoarele date: $M_{M1} = 5000 \text{ Nm}$;

$M_{r2} = 10 \text{ Nm}$; $t_a = 0,05 \text{ s}$; $t_p = 0,7 \text{ s}$; $J_v = 11 \text{ kgm}^2$; $\Omega_{om} = 104,71 \text{ rad/s}$; $i = 11,625$; $s_{min} = 0,032$; $s_{max} = 0,118$ și se neglijează momentul de inerție al mașinii de lucru.

Pentru motoarele asincrone trifazate de tip B3 fabricate de Electromotor Timișoara este valabilă relația

$$J_M = 2 \cdot 10^{-4} M_N^{1,3037}$$

Accelerațiile unghiulare în intervalele de timp t_a și t_p sînt

$$\varepsilon_1 = \frac{\Omega_{om} (s_{min} - s_{max})}{i t_a} = \frac{104,71 (0,032 - 0,118)}{11,625 \cdot 0,05} = -15,5 \text{ rad/s}^2$$

și

$$\varepsilon_2 = \frac{\Omega_{om} (s_{max} - s_{min})}{i t_p} = \frac{104,71 (0,118 - 0,032)}{11,625 \cdot 0,7} = 1,1 \text{ rad/s}^2$$

Conform relațiilor (6) rezultă valorile coeficienților ecuației (5): $a_1 = 0,69 \cdot 10^{-4}$; $a_2 = -1,1137$; $a_3 = -0,75$; $a_4 = 4,82 \cdot 10^3$.

Se alege un cuplu nominal de referință $M_{No} = 80 \text{ Nm}$, cu care se calculează

$$y = 0,69 \cdot 10^{-4} \cdot 80^{2,6074} - 1,1137 \cdot 80^{1,3037} - 0,75 \cdot 80^2 + 4820 = -310,68,$$

$$y' = 2 \cdot 0,69 \cdot 10^{-4} \cdot 1,3037 \cdot 80^{1,6074} - 1,1137 \cdot 1,3037 \cdot 80^{0,3037} - 1,5 \cdot 80 = -125,3$$

și se obține

$$M_N = M_{No} - \frac{y}{y'} = 80 - \frac{310,68}{125,3} = 77,53 \text{ Nm}.$$

Deoarece la recalcularea valorii cuplului nominal, luînd ca referință cuplul nominal obținut, nu se obțin schimbări notabile, din seria de motoare se alege cel cu următoarele date:

$P_N = 11 \text{ kW}$; $M_N = 109 \text{ Nm}$; $\lambda = 2$; $J_M = 0,115 \text{ kgm}^2$; $\Omega_o = 104,71 \text{ rad/s}$.

Motorul astfel ales se verifică la încălzire și suprasarcină:

$$M_1 = \left(0,115 \cdot 11,625 + \frac{M}{11,625} \right) (-15,5) + \frac{5000}{11,625} = 290,87 \text{ Nm},$$

$$M_2 = \left(0,115 \cdot 11,625 + \frac{M}{11,625} \right) \cdot 1,1 + \frac{10}{11,625} = 4 \text{ Nm},$$

$$M_e = 75,2 \text{ Nm} < M_N = 109 \text{ Nm}.$$

Dar $\lambda M_N = 218 \text{ Nm} < M_1 = 290,87 \text{ Nm}$ și astfel motorul ales nu poate acoperi cuplul maxim. Motorul următor de 15 kW verifică însă ambele condiții.

Pentru a nu mări nejustificat puterea motorului, se optimizează raportul de transmisie pe baza relației (10), cu care rezultă $i_0 = 15,26$. Cu acest raport de transmisie rezultă $M_1 = 210,15 \text{ Nm}$, $M_2 = 3,855 \text{ Nm}$; $M_e = 54,38 \text{ Nm}$ și se poate alege un motor cu $P=11 \text{ kW}$, $\Omega_0 = 157 \text{ rad/s}$; $M_N = 99,47 \text{ Nm}$; $\lambda = 2,2$, care verifică ambele condiții dar funcționează la o alunecare mare, ceea ce necesită mărirea raportului de transmisie.

5. Concluzii

Din exemplul de calcul prezentat rezultă avantajul metodei, obținînd relativ simplu motorul de antrenare. Se precizează că în cazul în care datele inițiale nu conțin limitele de variație ale vitezei unghiulare a maginii de lucru, atunci aceste limite se impun printr-un coeficient de neregularitate dorit.

Bibliografie

- [1] Szalay, F. Die Optimierung der Getriebeübersetzung bei Beschleunigungsantrieben, In: Werkstatt und Betrieb, nr.2, 1976, p. 69-72.
- [2] Szalay, F. Beitrag über rechentechnische Möglichkeiten bei der Dimensionierung von Beschleunigungsantrieben. In: ETZ.a, nr.7, (98) 1977, p. 510.
- [3] Seracin, E. Considerații asupra acționărilor electrice a pre-selor mecanice cu volant. In: Electrotehnica nr.2, 1961, p. 64-68.

SISAK Fr., FRATU A.

CONTRIBUTII LA DIMENSIONAREA ACTIONARILOR ELECTRICE
CU SOCURI DE SARCINA

Rezumat

In lucrare se deduce o relație simplă pentru dimensionarea motorului asincron trifazat de antrenare plecând de la ideea că pentru un anumit tip de motoare asincrone există o relație bine definită între cuplul nominal al motorului și momentul lui de inerție. Motorul ales se verifică din punct de vedere termic și la suprasarcină mecanică ținând cont și de raportul de transmisie optim între motor și mașina de lucru.

BEITRÄGE ZUR DIMENSIONIERUNG VON ELEKTRISCHEN
ANTRIEBEN MIT STOSSELASTUNGEN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine einfache Beziehung für die Dimensionierung des dreiphasigen Antriebasynchronmotors abgeleitet, ausgehend von der Idee, dass es für einen bestimmten Asynchronmotortyp eine gut festgelegte Beziehung zwischen dem Nenndrehmoment des Motors und seinem Massenträgheitsmoment gibt.

Der Motor wird von thermischem Standpunkt und bei mechanischer Überbelastung, unter Berücksichtigung des optimalen Übersetzungsverhältnisses zwischen Motor und Arbeitsmaschine, geprüft.

PROGRAMAREA PRIN CABLAJ A CARACTERISTICII DE
PROTECTIE A MOTOARELOR ELECTRICE

Dr. ing. Gh. Cruțu, conferențiar la Universitatea din Brașov;
Ing. D. Bonfert, asistent la Universitatea din Brașov;
G. Dincă, student an V ET la Universitatea din Brașov;
C. Nuțu, student an V ET la Universitatea din Brașov.

1. Stadiul actual în modelarea cu elemente electronice a
caracteristicii de protecție

În țara noastră se fabrică un releu de protecție a motoarelor electrice care acționează la creșterea curentului peste o anumită valoare stabilită. Se realizează o temporizare prin încălzirea unui bimetal în funcție de curentul de suprasarcină. Acest releu răspunde la avarii ca: rămânerea motorului electric în două faze, scurtcircuit între faze, blocarea rotorului. Dezavantajele acestui tip de releu constau într-o fiabilitate relativ scăzută și insensibilitate la avarii prelungite situate sub nivelul de acționare stabilit. Caracteristica de protecție a releului este modelată cu ajutorul contactelor cu bimetal. Avariile sub forma unor șocuri repetate duc la o neconstanță a acestei caracteristici datorită inerției termice și deci la o funcționare defectuoasă a releului.

Dispozitivul electronic de protecție [1] construit la Întreprinderea de autocamioane din Brașov este un releu static cu acțiune temporizată, implementat cu elemente electronice discrete. Caracteristica timp-curent este modelată cu elemente electronice analogice. La scurtcircuit și funcționarea în două faze a motoarelor asincrone trifazate, scoaterea de sub tensiune se poate face în circa 0,5-1 s, iar pentru avariile prelungite sînt prevăzute 3-4 trepte de temporizare.

Stabilirea treptelor de temporizare se face odată cu construirea dispozitivului și rămîne fixă pentru o gamă restrînsă de puteri și tipuri de motoare electrice.

Firma Brown Boveri produce relee statice de protecție (ITX 162

și ITX 163) cu o caracteristică de protecție de asemenea fixă.

2. Modelarea caracteristicii de protecție timp-curent programată prin cablaj

În întreprinderile industriale sînt avariate anual un număr mare de motoare electrice, datorită unor protecții necorespunzătoare. Avînd în vedere pagubele produse prin rebobinarea acestor motoare, stagnarea producției pe durata înlocuirii acestora, întreruperea producției unor benzi de transport, se impun măsuri pentru protecția acestor motoare.

Fabricile constructoare furnizează pentru fiecare tip de motor caracteristica timp-curent la suprasarcină de forma curbei a din figura 1. Zona de deasupra acestei curbe devine o zonă nepermisă din punct de vedere al protecției. Caracteristica de protecție, după care se construiește dispozitivul de protecție, trebuie să se situeze sub caracteristica timp-curent a motorului.

Constructorul de motoare electrice ridică caracteristica timp-curent fixînd anumite valori ale curentului de suprasarcină și determinînd durata în timp în care înfășurările motorului nu se încălzesc peste o anumită valoare stabilită.

Pentru exemplificare s-au trasat trei caracteristici de protecție cu aluri diferite b, c și d (fig.1), care urmează a fi modelate și care sînt situate sub curba de protecție a motorului. În ordona-

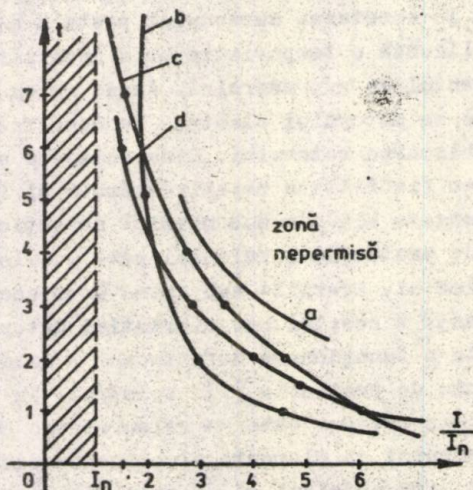


Fig. 1.

tă sînt marcate unitățile de timp, iar în abscisă raportul I/I_n , unde I_n reprezintă curentul nominal.

În practică treapta de temporizare cea mai lungă nu depășește un interval de timp de 15-16s iar treapta de scurtcircuit se situează sub 2 secunde.

Caracteristica de protecție a releului poate fi aproximată prin puncte, numărul acestora reprezentînd tot atîtea trepte de

temporizare.

În figura 2a este reprezentată tabela stărilor unui numărator binar de trei biți. Celor șapte stări distincte ale variabilelor de intrare A, B și C le corespund tot atâtea trepte de temporizare.

În figura 2b este reprezentată schema modulului pentru generarea semnalelor distribuite în timp, la intervale egale, în mod succesiv pe cele șapte ieșiri. De la un circuit basculant astabil (CBA) se aplică continuu impulsuri de tact pe intrarea număratorului. Stările ieșirilor număratorului se modifică cu o frecvență de repetiție constantă. Pe ieșirile porților SI-NU semnalele apar în ordinea $F_1, F_2, \dots, F_7$.

Cu ajutorul porților SI-NU (1,2,...,7) sînt modelate funcțiile logice:

$$F_1 = \overline{A} B C p ;$$

$$F_4 = \overline{A} B \overline{C} p ;$$

$$F_2 = \overline{A} \overline{B} C p ;$$

$$F_5 = \overline{A} \overline{B} \overline{C} p ;$$

$$F_3 = \overline{A} \overline{B} C p ;$$

$$F_6 = \overline{A} \overline{B} \overline{C} p ;$$

$$F_7 = \overline{A} \overline{B} \overline{C} p .$$

Variabilele negate corespund semnalelor aplicate la intrările porților SI-NU de la ieșirile Q ale circuitelor basculante bistabile. Variabila binară p este o variabilă de activare sau inhibare a fiecărei porți SI-NU (1,2,...,7) și este furnizată de un bloc traductor. Variabila p=1 cînd s-a atins pragul de avarie respectiv, și p=0 cînd curentul se situează sub valoarea de prag. Pe cele 6 ieșiri ale modulului traductor sînt prezente semnale de valori diferite în funcție de valoarea curentului de suprasarcină a motorului electric.

Atunci cînd numărătorul se găsește în starea zero, porțile SI-NU (1,2,...,7) sînt inhibitate de către semnalul de la ieșirea porții SI-NU 8. Ieșirile porților SI-NU (1,2,...,7) sînt conectate la o poartă SAU și a cărei funcție

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 + F_7$$

este implementată cu diode.

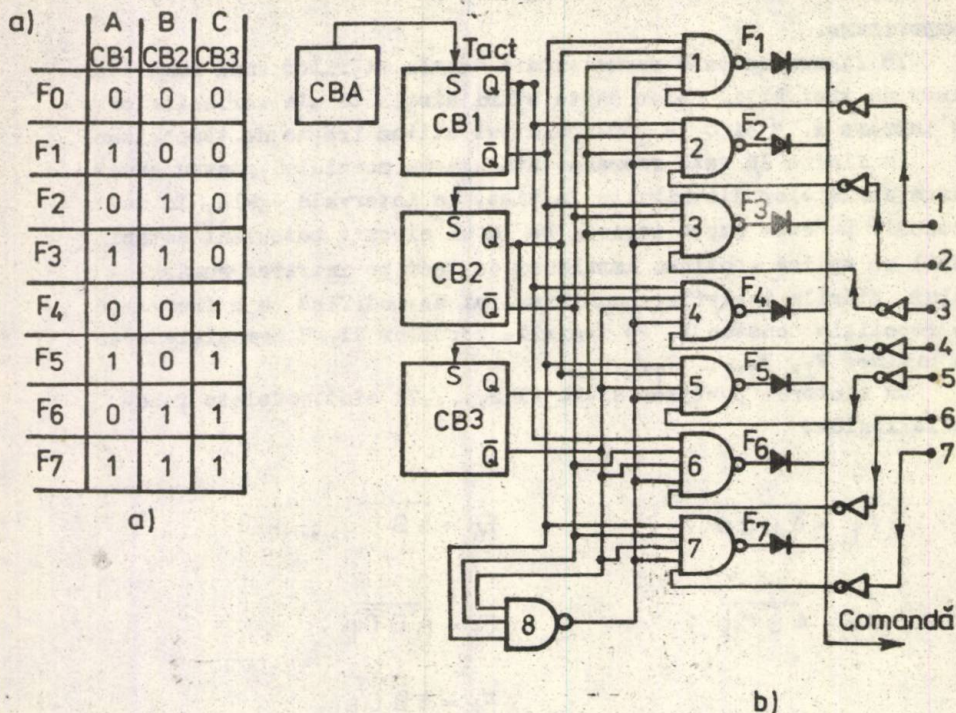


Fig. 2.

Ieșirea porții SAU-NU cu diode este conectată la intrarea modului de acționare a contactorului motorului electric.

Stergerea numărătorului se face după aplicarea pe intrarea de tact a unui set de 8 impulsuri.

Prin modificarea frecvenței de repetiție a CBA se poate modifica frecvența de distribuție în timp a impulsurilor de la ieșirea modului din figura 2b.

În tabelul din figura 3 sînt stabilite interconectările pentru modelarea caracteristicilor de protecție b, c și d (fig. 1).

În prima coloană sînt scrise numerele conductoarelor la care se conectează ieșirile p ale modului traductor. 1, 2, ..., 7. (fig. 2b). În celelalte trei coloane sînt marcate pragurile semnalelor provenite de la traductor. De exemplu pentru curba d (fig. 1), la un curent $I = 6I_n$ (pragul este notat în tabel cu p_6), corespunde un timp de o unitate. Astfel p_6 , care are un semnal corespunzător

ȘI-NU	CURBA		
	b	c	d
1	P5	P6	P6
2	P3	P4	P4
3	-	-	P3
4	-	P3	P2
5	P2	-	-
6	-	P2	P15
7	-	P15	-

unui scurtcircuit, se va conecta la borna 1 de la ieșirea modulu-
lui din figura 2b. La un curent
 $I = 3I_n$ (pragul este notat în
tabel cu p_3) corespunde un timp
egal cu 3 unități.

În figura 4 este reprezentată
modalitatea de interconectare
între bornele 1,2,...,7 ale bloc-
cului din figura 2b cu bornele
 $P_1, P_2, \dots, P_6$ ale blocului tra-
ductor.

Fig. 3.

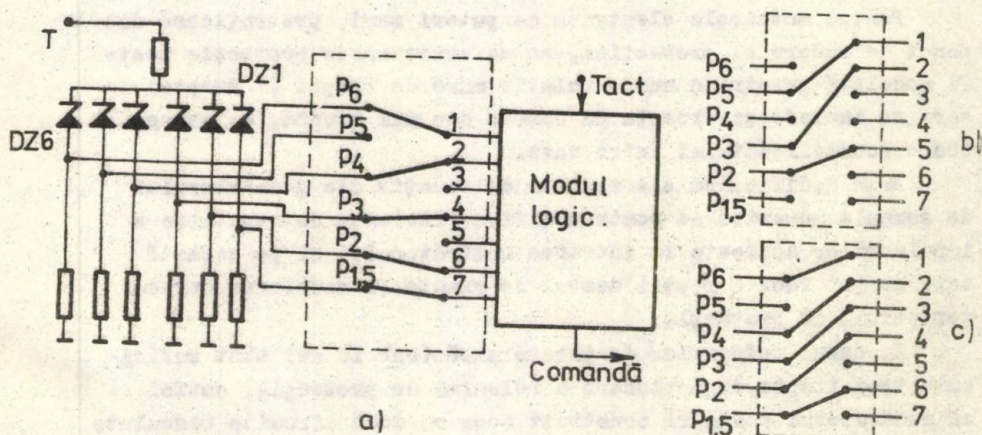


Fig. 4.

Semnalul proporțional cu curentul de suprasarcină este aplicat
la intrarea T (fig. 4). Diodele Zener (DZ) din figura 4a se vor
deschide pe rând, începînd cu DZ1 (pentru $I = 1,5 I_n$), sfîrșind cu

DZ6 (pentru $I = 6I_n$). Semnalele $P_6, P_5, \dots, P_{1,5}$ vor activa porțile SI-NU (fig. 2b) după epuizarea temporizării corespunzătoare, dacă avaria persistă.

În figura 4a sînt realizate interconectările pentru modelarea curbei c, iar în figura 4b și 4c interconectările pentru modelarea curbei b, respectiv d.

Modulul logic din figura 2b poate fi implementat în exclusivitate cu circuitele integrate fabricate în țara noastră.

3. Contribuții și concluzii

Soluția pentru modelarea numerică a caracteristicii de protecție a motoarelor electrice asincrone trifazate, prezentată în această lucrare, are un caracter de noutate. Caracteristica de acționare a releelor de protecție este modelată cu elemente electronice numerice și poate fi programată pentru o gamă largă de tipuri de motoare electrice. Dacă se dispune de caracteristica de protecție a motorului, operația de programare a releului static de protecție se reduce la interconectarea cîtorva cablaje.

Pentru motoarele electrice de puteri mari, pretențioase din punct de vedere al protecției, caracteristica de protecție poate fi modelată printr-un număr relativ mare de trepte (7 trepte) în care se include și treapta cu durata cea mai scurtă, corespunzătoare scurtcircuitului între faze.

Prin modificarea elementelor de reacție ale generatorului de semnale numerice se poate modifica frecvența de repetiție a impulsurilor aplicate la intrarea numărătorului și pe această cale se pot face corecții destul de exacte la modelarea caracteristicii de protecție.

În cazul motoarelor de putere mică (sub 10 kW) sînt suficiente trei trepte de acționare a releului de protecție, astfel că numărătorul poate fi construit doar cu două circuite basculate, bistabile, cu două ieșiri și trei combinații de semnale.

Rețeaua de punți logice se simplifică corespunzător astfel că prețul de cost al dispozitivului se reduce substanțial, fără a afecta performanțele cerute de practică.

Rezultatele practice efectuate de autori în modelarea programabilă a caracteristicii de protecție, a dat rezultate bune.

Bibliografie

- [1] CRUTU, GH., DAN, ST., DINCA, G., NUTU, C. Modelarea caracteristicii timp - curent în sistemele de protecție. Buletinul științific CIT, tomul III, volumul 2 Energetică și informatică, București, 1978.
- [2] Relais stratiques de protection des moteurs types ITX 162, ITX 163, BBC Brown Boveri 1977.
- [3] MORRIS ș.a. Proiectarea cu circuite integrate TTL. Editura Tehnică, București, 1974.

GH.CRUTU, D.BONFERT, G.DINCA, G.MUTU

PROGRAMAREA PRIN CABLAJ A CARACTERISTICII DE
PROTECTIE A MOTOARELOR ELECTRICE

Rezumat

In lucrare se prezintă o metodă originală de modelare cu elemente, electronice a caracteristicii de protecție a motoarelor electrice, cu posibilitatea programării prin cablaj a acestora în funcție de tipul motorului. Releele statice de protecție construite pe această bază capătă o funcționalitate universală.

PROGRAMMIERUNG DURCH FESTE VERBINDUNGEN DER
SCHUTZ-KENNLINIE VON ELEKTRISCHEN MOTOREN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine originelle Methode zur Modellierung mit elektronischen Bauteilen, der Schutzkennlinie von elektrischen Motoren, mit Hilfe von festen Verbindungen dargestellt. Auf diese Weise hergestellte statische Schutzschalter erhalten allgemeine Funktionalität.

Anodic Protection
Theory and Practice in the Prevention of Corrosion

Olen L. Riggs, Jr.

Carl E. Locke

Plenum Press--New York and London, 1981

This is the first comprehensive book on anodic protection, dealing with the scientific grounds, the practical and industrial applications which characterize this top technique of corrosion control. It also presents the basic theoretical electrochemical knowledge, which helps the understanding of the anodic protection and of the polarization phenomena.

The authors describe in detail the projects, the operations, the installations and the maintenance of the complicated protection equipment; they also make the economic analysis for the determination of the earning capacity of the anodic protection in a given situation.

The book stands for the original researches of the authors as well as for other scientists' experiments in the U.S.A., the U.R.S.S. and other highly technical developed countries.

Some laboratory tests and specific procedures are described. Moreover, a special chapter is dedicated to the future of the anodic protection.

Other aspects of the "Anodic protection" are provided with a comprising list of U.S. patents concerning the development of this field, as well as an unusually wide bibliography with references beginning in the 19-th century.

The book addresses especially to the engineers, research workers and students dealing with the field of corrosion, electrochemistry, materials' study, metallurgy, chemical engineering, as well as to the specialists of the machine corrosion control.

The book comprises 10 chapters and a 5 section appendix.

The general principles of the anodic protection of materials are described in the first chapter.

The second chapter refers to the anodic protection of the industrial equipment.

The third chapter deals with the anodic protection specific equipment (several electrode types).

The fourth chapter describes the destination, the operation and the maintenance of the anodic protection systems.

The fifth chapter refers to the economic aspects of the anodic protection. The sixth deals with the principles and the device of the anodic protection.

The seventh refers to the potentiostat building and utilization. The eighth chapter is dedicated to laboratory tests. The selected samples of anodic protection are described in the ninth chapter and the tenth chapter deals with the future development of the anodic protection.

The first section of the appendix concerns the electrochemical principles of corrosion; the second section includes a glossary of specialized terms; the third is a short history on the matter, the fourth is a list of United States patents to anodic protection and the fifth is a bibliographical list.

The book closes with an alphabetic index.

Prof. dr. H. Bednar

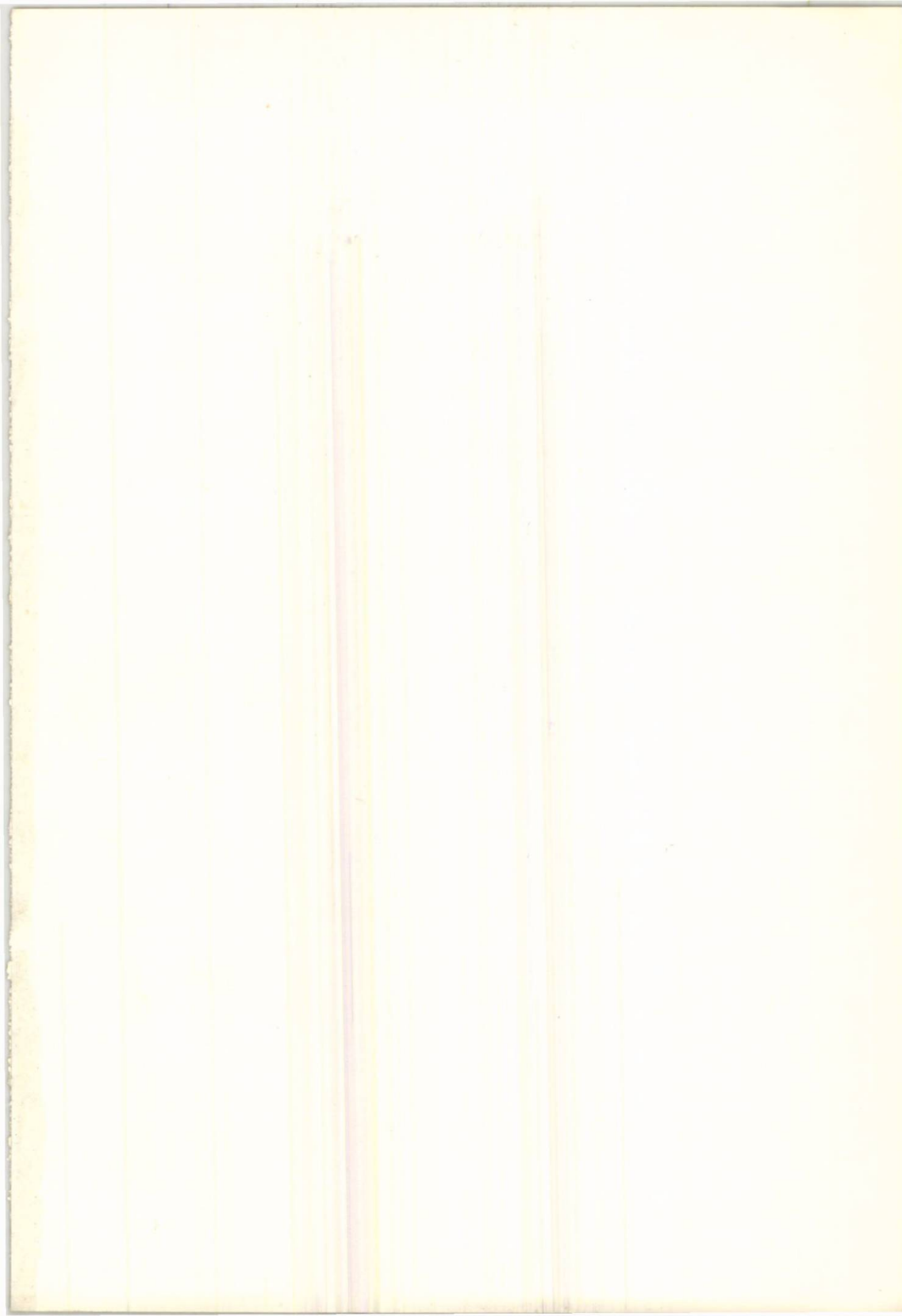


**MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
UNIVERSITATEA DIN BRASOV**

Comanda: 326/ 1 X.1981.

Executat in cadrul sectorului Reprografie

MINISTERIO DE EDUCACIÓN Y CULTURA
UNIVERSIDAD DE LA HABANA
CALLE 130 N. O. 130
CALLE 130 N. O. 130



1981 FEB 19

E 4524/3

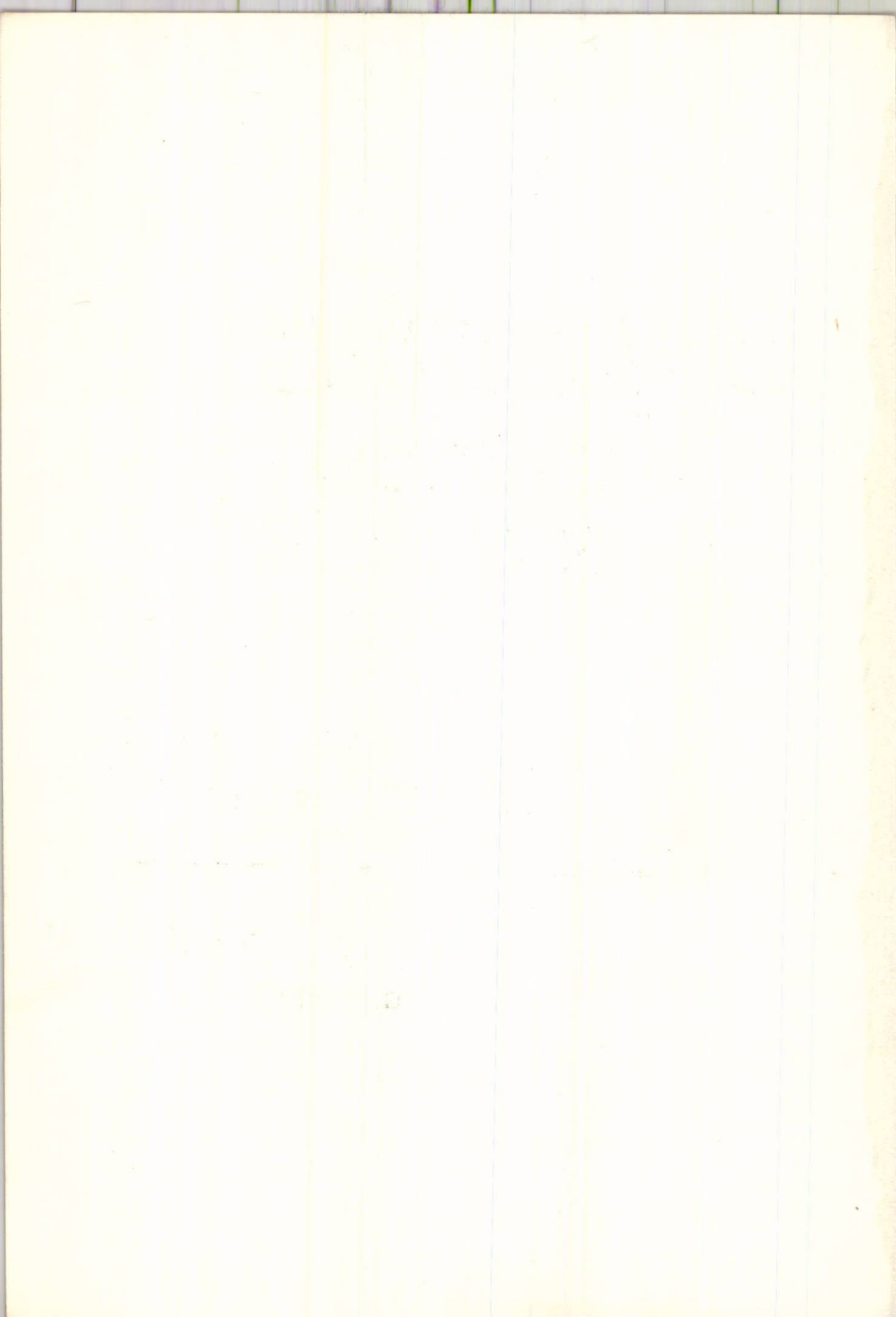
BULETINUL

UNIVERSITATII
DIN BRASOV

Seria A MECANICA APLICATA
CONSTRUCTII DE MASINI

Vol. XXII – 1980

Fascicola 2





BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRASOV

Seria A – Fascicola 2

- Construcția de autovehicule
și mașini agricole
- Construcția de mașini și
tehnologia prelucrării metalelor

Vol. XXII – 1980

COLEGIUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing.Florea Dudiță (președinte),
prof.em.dr.ing.Victor Hoffmann (vicepreședinte), conf.dr.ing.Filofteia Negruțiu,
prof.dr.ing.Vasile Vulcu, conf. dr. ing.
Lidia Benche, prof.dr.ing. Ioan Drăghici,
prof.dr.ing. Giusepe Munteanu, prof. dr.
ing. Darie Parascan.

COMITETUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing.Victor Benche, prof.dr.ing.Gheorghe Bobescu, conf.dr.ing.Sergiu Chiriacescu, prof.dr.ing.Ioan Drăghici (redactor șef), conf.dr.ing.Ioan Goia, conf.dr.ing.Emeric Jakab, conf.dr.ing.Mircea Ivan, conf.dr.ing.Aurel Jula (redactor șef adjunct),
prof.dr.ing.Andrei Nicolaide, prof.dr.ing. Virgil Olariu, conf.dr.ing.Simion Popescu, prof. dr. ing. Gheorghe Secară, prof.dr.ing.Wilibald Szabo, prof. dr.ing.Petre Tudoran, prof.dr.ing.Nicolae Veștemeanu.
Secretar de redacție: șef lucr.ing.Costel Bejan.

Lucrările au fost primite la redacție în 30 martie 1979

De conținutul științific al lucrărilor din acest volum răspund autorii respectivi
--

SUMAR
SUMMARY
INHALTSVERZEICHNIS
SOMMAIRE

CONSTRUCTIA DE AUTOVEHICULE SI MASINI AGRICOLE
BUILDING OF MOTOR-VEHICLES AND FARMING MACHINES
KONSTRUKTION DER KRAFTFAHRZEUGEN UND DER LAND -
WIRTSCHAFTLICHEN MASCHINEN
CONSTRUCTION D'AUTOMOBILES ET DE MACHINES AGRICOLES

Paq.

Nagy, T.: Posibilități privind îmbunătățirea performanțelor motoarelor diesel destinate autoturismelor..... 1
Ways of Improving the Performances of Diesel Engines Used to Equip Motor Cars.
Leistungsverbesserungsmöglichkeiten für PKW-Dieselmotoren.
Possibilités d'améliorer les performances des moteurs Diesel destinés aux automobiles.

Conatantin, Fl., Secară, St.: Determinarea frecvenței critice a supapelor motoarelor D 797-05 și D 2156 HMN..... 2
Determination of the Critical Frequency of D 797-05 and D 2156 HMN Engine Valves.
Bestimmung der kritischen Frequenz der Ventile von den Motoren D 797-05 und D 2156 HMN.
Détermination de la fréquence critique des soupapes des moteurs D 797-05 et D 2156 HMN.

Voiculescu, St.: Cercetări fotoelastice preliminare asupra optimizării formei sabotului de frână pentru automobil..... 17
Preliminary Photoelastic Researches on the Optimization of the Shape of Automobile Brake Shoes.
Einleitende fotoelastische Forschungen über die Optimierung der Form der Bremschuhe an Kraftfahrzeugen.
Recherches photoélastiques préliminaires concernant l'optimisation de la forme de la mâchoire du frein automobile.

	<u>Pag.</u>
Brătucu, Gh., Ghinea, I.: Aspecte privind încălzirea ambreiajului de tractor.....	23
Aspects Regarding Heating of the Tractor Clutch.	
In Bezug auf die Erwärmung der Schlepperkupplung.	
Aspects concernant le réchauffement de l'embrayage du tracteur.	
Diaconescu, D., Jula, A.: Particularități dinamice ale mecanismelor planetare de direcție cu diferențiale duble și triple ale autovehiculelor pe șenile.....	29
Dynamic Characteristics of Planetary Steering Linkages with Double and Triple Differentials in Crawler-Type Vehicles.	
Dynamische Besonderheiten der Planetarlenkungsgetriebe mit doppeltem und dreifachem Differential der Raupenfahrzeuge.	
Particularités dynamiques des mécanismes planétaires de direction à différentiels doubles et triples des véhicules à chenilles.	
Diaconescu, D., Dudiță, Fl.: Utilizarea heterocinetismului cuplajelor cardanice la încercarea transmisiilor mecanice.....	37
Using the Heterokinetism of Cardan Joints in Testing of Mechanical Drives.	
Anwendung der Kardankupplungen beim Prüfen der mechanischen Antrieben.	
L'utilisation de l'hétérocinétisme des joints à cardan pour l'essai des transmissions mécaniques.	
Ghinea, I., Brătucu, Gh.: Cu privire la posibilitatea cercetării unitare pe calculator a unor particularități ale lucrului agregatului tractor-presă de balotat.....	45
On the Possibility of Unified Computer-Aided Research on Some Operating Characteristics of the Tractor-Baling Press Unit.	
In Bezug auf die einheitliche rechnerische Untersuchung einiger Besonderheiten des Traktor-Ballenpresse-Agregates auf dem Digitalrechner.	
Possibilités pour la recherche unitaire à l'aide du calculateur de certaines particularités du travail de l'agregat tracteur-presse à ballots.	

CONSTRUCTIA DE MASINI SI TEHNOLOGIA PRELUCRARI
 METALELOR
 MACHINE BUILDING AND METAL WORKING TECHNOLOGY
 MASCHINENBAU UND TECHNOLOGIE DER BEARBEITUNG VON
 WERKSTOFFEN
 CONSTRUCTIONS MECANIQUEŞ ET LA TECHNOLOGIE DE
 L'USINAGE DES METAUX

Paq.

- Secară, Gh., Roşca, D.M., Ditu, V.: Analiza prelucrabilităţii prin
 aşchiere pe baza metodei "electrice"..... 53
 An Analysis of Cutting Workability Based on the "Electric"
 Method.
 Die Analyse der Spannungsverarbeitung auf grund der Methode
 "ELECTRE".
 Analyse de l'ouvrabilité par reposant sur la méthode "elec-
 trique".
- Buzatu, C.: Influenţa parametrilor regimului de aşchiere asupra
 preciziei de prelucrare datorită tensiunilor remanente..... 61
 The Influence of the Cutting Parameters on Manufacturing -
 Precision due to Remanent Tensiles.
 Der Einfluss der Schnittregimeparameter auf die Bearbei-
 tungsgenauigkeit dank der Nachspannungen.
 L'influence des paramètres du régime de coupe sur la pré-
 cision de l'usinage à la suite des tensions rémanentes.
- Tănăsescu, I.: Determinarea frecvenţelor proprii ale burghiilor
 cu un tăiş la executarea găurilor cu $L < 10 D$ 65
 Determining the Characteristic Frequency of Single Lipped
 Drills in Hole-Making with $L < 10 D$.
 Bestimmung der Eigenfrequenzen der Einlippenbohrer beim
 Bearbeiten von Löcher mit $L < 10 D$.
 La détermination des fréquences propres aux forets à un
 taillant, dans l'exécution des trous $L < 10 D$.
- Vaida, Al., Bejinăru, Gh.: Metodă pentru aprecierea rigidităţii
 maşinilor de danturat..... 73
 A Method for Estimation Gear Cutting Machine Rigidity.
 Methode zur Schätzung der Festigkeit der Abzahnmaschinen.
 Méthode pour déterminer la rigidité des machines à tailler
 les engrenages.

- Boncoi, Gh., Boangiu, Gh., Stănescu, C.: Calculul cimpurilor de toleranță ale profilului camelor disco utilizate în construcția mașinilor-unelte..... 79
 Calculation of the Tolerance Zones of Profiles of Disk Cams Used in Machine-Tool Building.
 Berechnung der Toleranzfelder des Profils der im Werkzeugmaschinenbau benützten Scheibennocken.
 Calcul des champs de tolérance du profil des cames disques utilisées dans la construction des machines-outils.
- Tureac, I., Mărăscu-Klein, Vl.: Cercetări experimentale privind săgeata preselor hidraulice cu batiu deschis..... 85
 Experimental Investigations concerning Deflection of Open Hydraulic Presses.
 Experimentelle Untersuchungen über das Biegungsprofil bei den hydraulischen Pressen mit offenem Gestell.
 Recherches expérimentales concernant la flèche des presses hydrauliques à bâti ouvert.
- Wanyorek, C.: Contribuții la metalurgia tratamentelor termofizice și termochimice..... 91
 Contributions to the Metallurgy of Thermophysical and Thermochemical Treatments.
 Beiträge zur Metallurgie der thermophysischen und thermochemischen Behandlungen.
 Contributions à la métallurgie des traitements thermophysiques et thermo-chimiques.
- Wanyorek, C.: Mecanismul ridicării rezistenței mecanice a aliajelor prin ecruisare mecanică sau termică..... 101
 The Mechanism of Increasing the Mechanical Strength of Alloys by Mechanical or Thermal Cold Straining.
 Mechanismus für die Erhöhung der mechanischen Festigkeit der Legierungen durch mechanische oder thermische Verfestigung.
 Mécanisme visant à l'accroissement de la résistance des alliages par l'écrouissage mécanique ou thermique.

	<u>Pag.</u>
Fiterău, V.: Tratament termic de călire în strat fluidizat.....	107
On the Heat - Treating Operation of Fluidized-Bed Hardening.	
Die Härtung in einer verflüssigten Schicht.	
Traitement thermique de trempé en couche fluidisée.	
Dragomir, P.: Considerații asupra momentului decuplării și fri -	
nării mișcării la sudura prin frecare.....	115
Some Considerations on the Moments of Motion Decoupling and	
Deceleration in Friction Welding.	
Über Abkupplungs - und Bewegungsbremungsmoment bei der	
Reibschweißung.	
Considérations concernant le moment du découplement et du	
freinage du mouvement dans la soudure par friction.	
Wanyorek, C.: Difuzie - coagulare (cristalizare) - fluctuație....	123
Diffusion-Coagulation (Crystallization) - Fluctuation.	
Diffusion-Keagulation (Kristallisation)-Fluktuation.	



BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A – Applied Mechanics – Machine Building
Vol.XXII – 1980

Building of motor-vehicles
and farming machines

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A – Mécanique appliquée – Construction de machines
Vol.XXII – 1980

Construction d'automobiles et
de machines agricoles

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT BRASOV
Serie A – Angewante Mechanik – Maschinenbau
Band.XXII – 1980

Konstruktion der Kraftfahrzeugen
und der landwirtschaftlichen Maschinen

UNIVERSITY OF THE STATE OF BRAZIL
FACULTY OF ENGINEERING - CAMPUS BRASIA
VOLUME - 1980

Building of vector-valued
and forming processes

UNIVERSITY OF THE STATE OF BRAZIL
FACULTY OF ENGINEERING - CAMPUS BRASIA
VOLUME - 1980

Constructive, do homologies et
de machines optiques

UNIVERSITY OF THE STATE OF BRAZIL
FACULTY OF ENGINEERING - CAMPUS BRASIA
VOLUME - 1980

Restoration of the hydraulic system
of the hydroelectric power station

POSSIBILITATI PRIVIND IMBUNATATIREA PERFORMANTELOR MOTOARELOR DIESEL DESTINATE AUTOTURISMELOR

Dr.ing.T.Nagy, conferențiar la Universitatea din Brașov.

1. Considerații generale

O cale sigură și cu implicații tehnologice minime pentru reducerea consumului de combustibil este extinderea procesului de dizelizare și în domeniul autovehiculelor ușoare și mai ales pentru autoturisme. Însă dezvoltarea motoarelor diesel pentru autoturisme necesită în primul rând ameliorarea pe cât este posibil a dezavantajelor acestora, iar în al doilea rând, prin avantajele pe care le prezintă să existe o certitudine în obținerea unor rezultate globale net superioare față de motorul cu aprindere prin scînteie. Astfel, dezavantajele ca: zgomotul, fumul, greutatea specifică mai ridicată, pornirea greoale și caracteristicile dinamice mai scăzute trebuie reduse la minimum prin calitatea construcției și formulei energetice adoptate și depășite substanțial pe ansamblu prin avantajele pe care le prezintă în privința reducerii consumului de combustibil, prin durabilitatea și fiabilitatea ridicată, precum și prin cantitatea emisiilor poluante scăzute.

În cele ce urmează se va analiza la început posibilitățile de îmbunătățire calitățile dinamice a motoarelor diesel prin creșterea puterii lor specifice, iar apoi se va studia în ce măsură nivelele de solicitare mecanică și termică asigură creșterea durabilității și fiabilității acestora și permite unificarea tehnologiilor de fabricație la cele două tipuri de motoare (m.a.c. și m.a.s.).

2. Posibilități privind creșterea puterii motoarelor diesel de autoturism

În vederea evidențierii direcțiilor de acționare pentru ridicarea performanțelor motoarelor se va prezenta expresia generală a puterii [1] :

$$P_e = \frac{Q_{inf}}{L_{min}} \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_m \eta_v s_d i v_s \frac{n}{303} \quad [kw], \quad (1)$$

unde: Q_{inf} - puterea calorifică inferioară, MJ/kg; L_{min} - aerul minim necesar arderii, kg aer/kg combustibil; η_i - randamentul indicat; λ - coeficient de exces de aer; η_m - randamentul mecanic; η_v - coeficientul de umplere; S_a - densitatea aerului în condițiile mediului exterior; i - numărul de cilindri; V_g - cilindrul unitară, d_m^3 ; n - turația, rot/min; z - numărul de timpi ai motorului.

Pe baza relației (1) factorii de influențare asupra puterii motorului pot fi grupate astfel:

- factori care sînt determinați de natura combustibilului:

Q_{inf} și L_{min} ;

- factori care caracterizează procesul de formare a amestecului și al arderii, precum și a eficienței bilanțului energetic din ansamblul motor: λ și η_i ;

- factori care evaluează pierderile mecanice din motor: η_m ;

- factori care evidențiază calitatea proceselor gazodinamice în timpul schimbului de gaze: η_v și S_a ;

- factori care sînt legați de dimensiunile motorului și de densitatea ciclurilor de funcționare pe unitatea de timp: i , V_g , n și z .

În vederea îmbunătățirii performanțelor motorului diesel trebuie acționat în primul rînd asupra parametrilor care condiționează procesul termogazodinamic din motor, obiectivul principal fiind acela de a defini formula energetică a motorului astfel, ca la un exces de aer cît mai redus (λ mic) să se realizeze un randament indicat cît se poate mai ridicat, acest lucru fiind favorizat și de creșterea corespunzătoare a coeficientului de umplere. Însă legat de îmbunătățirea procesului de schimb de gaze și mai ales al umplerii cu aer al cilindrului motorului, trebuie realizat concomitent și cerința de a mări proporțional și debitul de combustibil pe ciclu, asigurînd astfel la o valoare maximă a raportului η_i/λ o creștere substanțială a puterii prin valoarea sporită a lui η_v .

În ceea ce privește pierderile mecanice din motor, trebuie acționat mai ales în sensul păstrării la valori apropiate cu cele înregistrate la motoarele cu aprindere prin scînteie, deci randamentul mecanic, η_m , trebuie menținut la un nivel cît mai rezonabil și care să nu afecteze sensibil performanțele motorului. În această direcție are o importanță deosebită turația motorului, care influențează direct asupra valorii puterii pierderilor mecanice și poate cauza de la o anumită turație scăderea puterii

efective, chiar în condițiile creșterii puterii indicate. Deci, în ultimă instanță valoare maximă a turației, care poate avea o influență însemnată asupra creșterii puterii motorului, este limitată de corelația care există între randamentul indicat și cel mecanic. Cu alte cuvinte, turația maximă este determinată de valoarea maximă a produsului $(\eta_i / \lambda) \eta_m$. Concluzia stabilită însă, este valabilă în general numai pentru motoarele diesel de cilindree mică și turație ridicată, deci celor care sînt destinate și autoturismelor.

Din relația (1) rezultă, că în condițiile păstrării constante a cilindrului motoarelor, puterea motoarelor diesel va fi mai mică decît la motoarele cu aprindere prin scînteie și acest lucru în deosebi datorită excesului de aer mult mai mare care este necesar pentru o ardere la un randament indicat maxim. De fapt, cele afirmate mai înainte rezultă și din figura 1, unde comparînd puterile litrice (deci la $V_g = \text{constant}$) ale motoarelor diesel pentru autoturisme cu a celor cu aprindere prin scînteie, primele tipuri au valori în medie cu 20-30% mai mici.

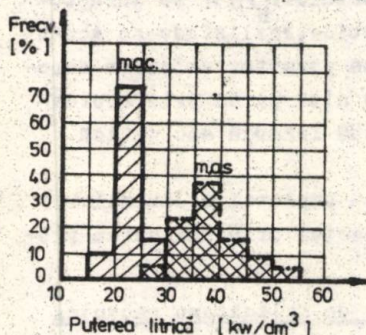


Fig. 1

În vederea unei examinări concrete în tabelul 1 sînt prezentate valorile pentru parametrii prezentați în relația (1) aferente motorului 810-99 diesel, respectiv cu aprindere prin scînteie, majoritatea fiind determinați pe cale experimentală. Motorul în ambele variante a funcționat la aceeași cilindree, adică $V_g = 325 \text{ cm}^3$ și $i = 4$.

Din tabelul 1, de asemenea rezultă, că puterea motorului diesel reprezintă abia 75% din puterea motorului cu aprindere prin scînteie, deci o reducere de 25%. Acest lucru este determinat în special de valoarea ridicată a coeficientului de exces de aer ($\lambda = 1,3$ la m.a.c. față de 0,92 la m.a.s.) și de valoarea turației maxime care este cu 8,5% mai redusă la motorul diesel față de m.a.s. Totuși, apare o compensare prin creșterea substanțială a coeficientului de umplere (cu 17%) și într-o mai mică măsură prin ridicarea randamentului indicat (cu 5,3%).

Strategia, care trebuie să definească lucrările de optimizare a soluțiilor energetice și constructive la motorul diesel, în

Tab. 1

Tipul motorului	Puterea calorică inferioară a combustibilului Q_{inf} [MJ / kg]	Aerul minim necesar arderii L_{min} [$\frac{kg\ aer}{kg\ comb}$]	Randa- mentul indicat η_i	Coefi- cientul de exces de aer λ	Randa- mentul mecu- nic η_m	Coefi- cientul de umplere η_v	Turația motorului n [rot/min]	Puterea motorului P_e [kw] (CP)
810 - 99 diesel	41,87	14,5	0,38	1,30	0,69	0,82	4800	30 (41)
810 - 99 m.a.s	43,50	14,8	0,36	0,92	0,72	0,71	5250	40 (54)
Raportul parametrilor	96,20	102,5	105,3	71,0	96,0	117,0	91,5	75,0
Diferența %	-3,80	+2,5	+5,3	-29,0	-4,0	+17,0	-8,5	-25

vederea creșterii performanțelor sale, trebuie să fie orientate în două direcții principale:

- primul, care vizează creșterea raportului η_i/λ și se înfăptuiește prin îmbunătățirea soluției energetice, realizându-se acest deziderent pe de o parte prin optimizarea caracteristicilor aerodinamice ale camerei de vîrtej, iar pe de altă parte prin acordarea corectă a legii de injecție de această formulă energetică optimizată;

- al doilea, care impune îmbunătățirea umplerii cilindrilor motorului, fapt ce se poate realiza în special prin aplicarea procedurii de umplere acustică.

3. Aprecierea globală a nivelelor de solicitare mecanică și termică la motoarele diesel de turație ridicată.

Gradul de solicitare mecanică a unui motor, global, se poate aprecia după mărimea factorului de putere [2] care se obține cu relația:

$$P_a = p_e \cdot w_m \quad [daNm/cm^2 \cdot s], \quad (2)$$

unde p_e este presiunea medie efectivă, în daN/cm^2 , iar w_m - viteza medie de piston, în m/s și se exprimă cu relațiile:

$$p_e = \frac{12}{i \cdot v_s \cdot n} \left[\frac{daN}{cm} \right] \quad \text{și} \quad w_m = \frac{S \cdot n}{30} \left[\frac{m}{s} \right].$$

Din expresiile lui p_e și w_m rezultă, că deoarece P_e este mai redus în medie cu 23% la m.a.c. decît la m.a.s., iar turațiile

se anulează reciproc în relația (2), în condițiile păstrării constante ale dimensiunilor de bază ale celor două motoare ($iV_s = \text{const.}$, deci $S = \text{const.}$), factorul de putere, deci și solicitările mecanice se reduc în piesele de bază ale motorului în medie tot cu 25%. Acest fapt rezultă și din figura 2.

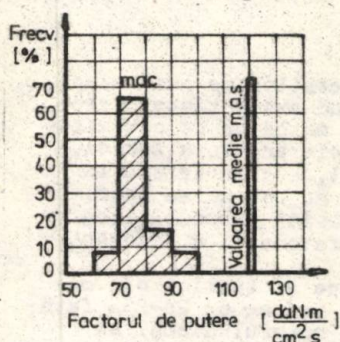


Fig. 2

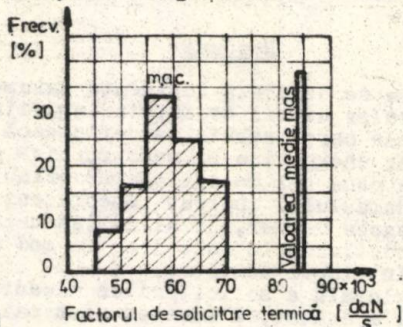


Fig. 3

Solicitarea termică a motorului în mod global se poate exprima prin relația [2]:

$$\Theta = 10^3 \frac{\varphi_a}{\varphi_v} \left[\frac{\text{daN}}{\text{s}} \right],$$

(3)

unde: $\varphi_v = \sqrt[3]{\frac{1}{V_s}}$ $[\text{dm}^{-1}]$ este factorul de compartimentare.

Deoarece φ_v este constant, atunci și factorul de solicitare termică Θ scade cu aceeași intensitate ca și φ_a (figura 3). În concluzie, datorită reducerii solicitărilor mecanice și termice la motoarele diesel, acestea pot fi dezvoltate din m.a.s., iar durabilitatea și fiabilitatea lor în consecință, chiar în aceste condiții va fi mai mare.

Bibliografie

- [1] HOVAH, M.S. Avtomobilnîe dvigateli. Izd. Moscva, "Mašinostroenie", 1977.
- [2] MARDARASCU, R. și col. Motoare pentru automobile și tractoare București, Ed. did. și ped., 1968.

NAGY, T.

POSSIBILITATI PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA PERFORMANTELOR
MOTOARELOR DIESEL DESTINATE AUTOTURISMELOR

Rezumat

În lucrare se studiază influența parametrilor de bază asupra puterii motoarelor diesel de autoturism, fiind evidențiate direcțiile principale care trebuie să definească metoda de optimizare a soluțiilor energetice și constructive ale acestora. Astfel, sunt stabilite două căi de acționare: primul, care se referă la creșterea randamentului indicat concomitent cu reducerea coeficientului de exces de aer, iar al doilea necesită îmbunătățirea umplerii cilindrilor prin folosirea în mod favorabil a fenomenelor dinamice în timpul admisiei.

Analiza globală a solicitărilor mecanice și termice din motoarele diesel arată, că acestea sunt mai reduse cu 20-25% față de m.a.s. și astfel există posibilitatea ca motorul diesel să fie dezvoltat din cel cu aprindere prin scînteie. În același timp, solicitările mai reduse asigură și o durabilitate mai ridicată acestor motoare.

LEISTUNGSVERBESSERUNGSMÖGLICHKEITEN FÜR PKW-DIESELMOTOREN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird der Einfluss der Grundparameter auf die Leistung der PKW-Dieselmotoren untersucht. Dabei werden die Hauptrichtungen zur Optimierung der energetischen und konstruktiven Lösungen definiert. Dabei wurden zwei Aktionsmöglichkeiten festgestellt: die erste Möglichkeit bezieht sich auf die Steigerung des indizierten Wirkungsgrades bei gleichzeitiger Reduzierung des Luftüberschusses; die zweite Möglichkeit zieht die Verbesserung des Füllungsgrades der Zylinder unter Verwendung der dynamischen Vorgänge während des Ausganges in Betracht.

Die Gesamtanalyse der mechanischen und thermischen Belastungen an Dieselmotoren zeigt, dass diese um 20-25% kleiner als an Ottomotoren sind. Demnach ergibt sich die Möglichkeit, dass Dieselmotoren aus Ottomotoren entwickelt werden. Die kleineren Belastungen sichern dabei auch eine grössere Einsatzdauer.

DETERMINAREA FRECVENȚEI CRITICE A SUPAPELOR

MOTOARELOR D 797-05 si D 2156 HMN

Ing. Constantin Florin - Universitatea din Brașov ;

Ing. Secară Stefan - C.C.S.I.T.T. Brașov.

a) Considerații teoretice

Buna funcționare a motoarelor cu ardere internă, depinde în mare măsură de sistemul de distribuție, acesta constituind un sistem de mase în mișcare. Arcurile elicoidale de compresiune sînt elementele elastice cele mai importante care asigură închiderea și deschiderea periodică a orificiilor de admisie și evacuare prin intermediul supapelor. Ele execută o mișcare oscilatorie 1 . Studiul mișcării oscilatorii al acestor elemente au o mare importanță pentru proiectarea și alegerea corectă a maselor în mișcare. Arcurile au rolul de a menține supapa pe scaun și de a prelua eventualele forțe de inerție care ar perturba legătura între camă și supapă. În general se prevăd două arcuri la o supapă, montate unul în interiorul celuilalt, cu înfășurarea opusă pentru a evita întrepătrunderea spirelor. Arcurile se reazemă cu un capăt pe chiulasa 1 figura 1.a. , iar la celălalt capăt pe discul supapei 2.

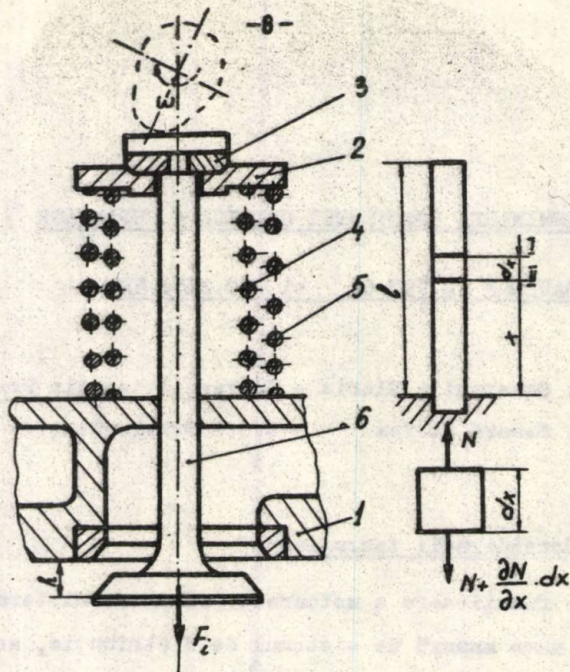


Fig. 1

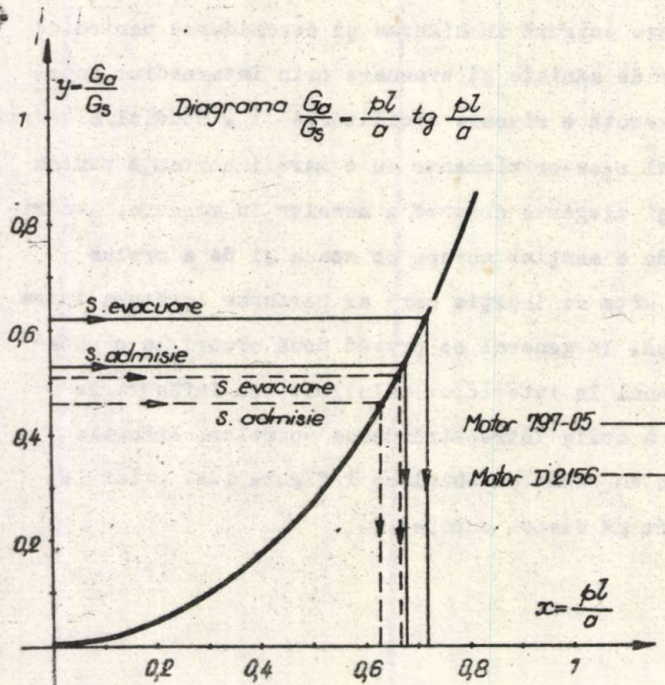


Fig. 2

Problema oscilațiilor arcului elicoidal este foarte complicată și încă nu s-a găsit soluția ei exactă. Pentru majoritatea arcurilor cu unghi mic de înfășurare se poate obține o soluție aproximativă înlocuind arcu cu o grindă dreaptă echivalentă, în următoarele ipoteze [2] :

- a) Masa și rigiditatea grinzii echivalente sînt egale cu valorile corespunzătoare arcului ($EA = Kl$);
- b) Eforturile în secțiunea spirei arcului se reduc la o singură forță, proporțională cu deformația arcului;
- c) Unghiul de înclinație al spirelor este mic.

În fig. 1b s-a reprezentat grinda dreaptă echivalentă încastrată la un capăt și liberă la celălalt. Cu ajutorul a două secțiuni transversale I și II am detasat un element din grindă de lungime elementară dx . Considerînd u deplasarea longitudinală a secțiunii transversale I, în timpul vibrației, secțiunea II se va deplasa cu distanța $u + \frac{\partial u}{\partial x} \cdot dx$. Deci lungirea specifică a elementului dx va fi :

$$\varepsilon = \frac{\Delta dx}{dx} = \frac{\partial u}{\partial x},$$

iar forța axială :

$$N = \varepsilon \cdot EA = \frac{\partial u}{\partial x} \cdot EA = \frac{\partial u}{\partial x} \cdot Kl,$$

deoarece am făcut ipoteza că rigiditățile sînt echivalente, Kl fiind rigiditatea arcului pe unitatea de lungime.

Pentru determinarea ecuației oscilațiilor longitudinale ale arcului, scriem principiul lui d'Alembert pentru elementul izolât :

$$-N + N + \frac{\partial N}{\partial x} \cdot dx - dm \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0,$$

dar :

$$dm = \rho \cdot A \cdot dx = \frac{m}{l} \cdot dx = \frac{Ga}{g} \cdot dx,$$

rezultă :

$$\frac{\partial N}{\partial x} - \frac{Ga}{gl} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

În relația (1) putem înlocui :

$$\frac{\partial N}{\partial x} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \cdot K \cdot l ;$$

obținem :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{Ga}{Kl^2g} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (2)$$

Ecuția (2) reprezintă ecuația diferențială a oscilațiilor longitudinale ale arcului,

unde :

u este deplasarea longitudinală a secțiunii transversale a arcului în timpul vibrației ;

K - constanta echivalentă arcurilor concentrice ;

l - lungimea arcului ;

$\frac{Ga}{g}$ - masa celor două arcuri concentrice.

Dacă notăm raportul $\frac{Ga}{Kl^2g} = \frac{1}{a^2}$, rezultă ecuația (3) ce se poate rezolva prin metoda Fourier [3] :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (3)$$

Se caută soluția de forma $u = X(t)\sin(pt+\varphi)$, unde $X(t)$ este o funcție numai de abscisa x , ea determinând forma oscilațiilor. Înlocuind soluția în ecuația (3) și simplificând cu $\sin(pt+\varphi)$, se obține pentru funcția $X(x)$ ecuația diferențială

$$\frac{\partial^2 X}{\partial x^2} + \frac{p^2}{a^2} X = 0 \quad (4)$$

Soluția acestei ecuații este de forma :

$$X(x) = B \sin \frac{p}{a} x + C \cos \frac{p}{a} x \quad (5)$$

Constantele B și C se determină din condițiile de fixare a capetelor barei respectiv arcului.

Pentru $x = 0$, $u = 0$, $X(x) = 0$, deci $c = 0$.
Din a doua condiție, ca pentru $x = l$ forța axială să fie egală cu cea produsă prin inerție de masa suspendată $\frac{G_s}{g}$ (masa supapei 6, a talerului 2 și semiconurilor 3 din fig.1), rezultă relația pentru determinarea valorii pulsației critice a supapei, și anume:

$$\text{Pentru } x = l, \quad N = F_i \left(\frac{G_s}{g} \right) = \frac{G_s}{g} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)_{x=l},$$

$$\text{dar } N = \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{x=l} \cdot Kl ;$$

rezultă :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{x=l} \cdot Kl = \frac{G_s}{g} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)_{x=l} \quad (6)$$

Înlocuim în relația (6) derivatele :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{x=l} = B \frac{p}{a} \cos \frac{pl}{a} ;$$

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)_{x=l} = B \frac{Kl^2 g}{G_a} \frac{p^2}{a^2} \sin \frac{pl}{a} ;$$

obținem relația (7), care nedă valoarea pulsației critice sub forma :

$$\frac{G_a}{G_s} = \frac{pl}{a} \cdot \text{tg } \frac{pl}{a} \quad (7)$$

Luind într-un sistem de axe de coordonate, raportul $\frac{G_a}{G_s}$ pe ordonată și $\frac{pl}{a}$ pe abscisă, s-a trasat în figura 2 curba $y = x \text{ tg } x$ ce reprezintă ecuația (7) pentru un domeniu

mai larg de valori. Cu ajutorul curbei trasate în fig.2 se poate afla raportul $\frac{pl}{a}$ pentru supapele de admisie și evacuare

ale diferitelor metoare, cunoscând raportul greutateilor arcurilor și supapelor (inclusiv talerul și semiconurile).

Rezultă pulsația p și frecvența f :

$$p = \frac{x}{\ell} = x \sqrt{\frac{g K}{G_a}} ;$$

$$f = \frac{x}{2\pi} \sqrt{\frac{g K}{G_a}} , \quad (8)$$

unde : x este valoarea citită pe abscisă în fig.2 corespunzător raportului $\frac{G_a}{G_s}$;

G_a - greutatea arcurilor ;

K - constanta echivalentă a arcurilor concentrice .

b) Calculul frecvențelor

1.) - Pentru motorul tip 797-05, diesel de 136 CP la turația de 3000 $\frac{\text{rot}}{\text{min}}$, supapele de admisie au [4] :

- greutatea arcurilor $G_a = 1 \text{ N}$;
- constanta echivalentă a arcurilor $K = 4 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}}$;
- raportul $\frac{G_a}{G_s} = 0,55$.

Corespunzător acestui raport din diagrama reprezentată în fig.2 rezultă $x = \frac{p \ell}{a} = 0,68$, care înlocuit în (8) aflăm frecvența critică :

$$f_c = \frac{0,68}{2\pi} \sqrt{\frac{g K}{G_a}} = 68 \text{ Hz} .$$

Arcurile supapelor de evacuare au aceeași constantă echivalentă K , aceiași greutate G_a , dar diferă raportul $\frac{G_a}{G_s} = 0,61$. Corespunzător acestui raport, rezultă din fig.2 , $x = 0,61$, care înlocuit în relația (8) ne dă frecvența critică a supapelor de evacuare $f_c = 72 \text{ Hz}$. Cunoscând turația maximă a motorului, se determină frecvența maximă a supapelor de admisie și evacuare:

$$f_{\max} = \frac{n}{2.60} = 25 \text{ Hz} ;$$

2) - Pentru motorul tip D 2156 HMM, diesel de 215 CP la turația de 2200 $\frac{\text{rot}}{\text{min}}$, supapele de admisie au [4] :

- greutatea arcurilor $G_a = 1,5 \text{ N}$;
- constanta echivalentă a celor două arcuri $K = 3,5 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}}$;
- raportul $\frac{G_a}{G_s} = 0,46$.

Corespunzător acestui raport, al greutății arcurilor și a supapei (inclusiv talerul și semiconurile) din fig.2 se obține $x = 0,63$, care înlocuit în relația (8), rezultă frecvența critică a supapelor de admisie $f_c = 49 \text{ Hz}$.

Arcurile supapelor de evacuare au aceeași greutate G_a și aceeași constantă echivalentă cu cele de admisie. Diferă raportul $\frac{G_a}{G_s} = 0,515$, iar $x = 0,67$, fiind luat din diagramă. Pentru aceste date înlocuite în (8), frecvența critică a supapelor de evacuare este $f_c = 51 \text{ Hz}$.

Cunoscând turația maximă a motorului, se determină frecvența maximă a supapelor de admisie și de evacuare, pentru motorul D 2156 HMM

$$f_{\max} = \frac{n}{2.60} = 18,4 \text{ Hz}.$$

c) Concluzii

- 1) Comparînd frecvențele maxime cu frecvențele critice, se constată că frecvențele critice sînt de 2,5 ori mai mari decît frecvențele maxime. Deci, chiar dacă turația motorului crește, peste valoarea turației nominale, funcționarea normală a supapelor nu este pusă în pericol, din acest punct de vedere.
- 2) Se constată că, pentru același motor, supapele de admisie au frecvențe critice mai mici, deoarece greutatea lor este mai mare.
- 3) Pentru motoare diferite, cele cu puterea mai mare, valorile frecvențelor critice sînt mai scăzute.

BIBLIOGRAFIE

- [1] HARRIS M.CYRIL și CREDE E.CHARLES. Securi și vibrații. Editura tehnică, București, 1969 (Traducere din limba engleză SUA).
- [2] PONOMARIOV S.D. și colectiv. Calculul de rezistență în construcția de mașini, vol.III. Editura tehnică, București, 1964 (Traducere din limba rusă).
- [3] HAMBURGER L., BUZDUGAN Gh. Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția mașinilor. Editura tehnică, București, 1958.
- [4] Notițele tehnice ale motoarelor 797-05 și D 2156 HMN.

Constantin , Fl., Secară, St.

Determinarea frecvenței critice a supapelor
motoarelor D 797-e5 și D 2156 HMN

Rezumat

Lucrarea își propune să determine frecvența critică a supapeilor de admisie și evacuare pentru două motoare Diesel 797-e5 și D 2156-HMN, și compararea acestora cu frecvențele maxime, limitate de turația maximă a motorului. De asemenea se prezintă o metodă aproximativă pentru studiul oscilațiilor arcurilor elicoidale.

Die Bestimmung der Kritischen Frequenz der
Ventile von den Motoren D 797-e5 und
D 2156 HMN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die Kritische Frequenz der Ein- und Auslassventile für zwei Dieselmotoren D 797-e5 und D 2156 HMN, und der Vergleich dieser Schwingungen mit den Maximalschwingungen, begrenzt von der höchsten Drehzahl des Motors, bestimmt.

Gleichfalls wird eine annähernde Methode für das Studium der Schwingungen der Spiraltvagfedern gezeigt.

CERCETARI FOTOELASTICE PRELIMINARE ASUPRA OPTIMIZARII FORMEI SABOTULUI DE FRINA PENTRU AUTOMOBIL

Dr.ing.St.Voiculescu, cercetător științific la
Universitatea din Brașov.

În acest articol se prezintă faza preliminară de optimizare a sabotului de frână pentru automobil, în vederea obținerii unei conlucrări bune cu tamburul, avînd o rigiditate minimă și o masă redusă însă și suficientă pentru o exploatare corespunzătoare.

În general un automobil este echipat cu un sistem de frinare de serviciu de tip hidraulic cu un singur circuit. Frînele roților sînt cu tamburi și saboți interiori flotanți, la roțile punții față realizîndu-se soluția „DUPLEX” ca în figura 1 (cea cercetată)..

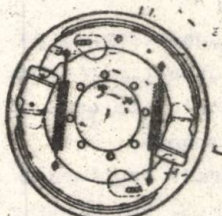


Fig.1. Frîna roților de tip DUPLEX

1. Studiul tensiunilor maxime la sabotul de frînă cu ajutorul metodei foto- elastice

1.1. Considerații teoretice

Prin studiul fotoelastic al sabotului de frînă efectuat pe modele, se urmărește stabilirea distribuției tensiunilor ce iau naștere în peretele lui mai ales în zonele periferice, cele mai solicitate, în vederea realizării unei comportări cât mai bune în timpul funcționării.

Metoda fotoelastică se bazează pe proprietatea de birefrigență pe care o au unele materiale transparente izotrope atunci cînd sînt supuse la acțiunea unor solicitări exterioare.

Proprietățile de birefrigență sînt direct legate de stările de tensiune și deformații pe baza unor legi calitative și cantitative.

Legea calitativă stabilește că axele principale de birefrigență coincid cu direcțiile principale ale stării de tensiune exterioare.

Legea cantitativă stabilește relații între tensiunile prin-

cipale σ_1 și σ_2 și indicii de refracție n_1 și n_2 de forma:

$$n_1 - n_2 = C(\sigma_1 - \sigma_2), \quad (1)$$

în care C este constanta optică relativă a materialului.

Această formulă se mai întâlnește sub forma :

$$\sigma_1 - \sigma_2 = k \sigma_0, \quad (2)$$

unde k este un număr întreg pozitiv ($k = 0, 1, 2, 3, \dots$) corespunzător fiecărei franje de interferență în lumina polarizată ;

$\sigma_0 = \frac{\lambda}{C \cdot e}$ este un factor constant, deoarece σ , C și e au valori determinate pentru un anumit material și o anumită lumină folosită ;

λ - lungimea de undă a luminii ;

e - grosimea materialului.

Prin interpunerea modelului solicitat între cei doi polarizori, în funcție de poziția planelor polarizorilor și a felului luminii polarizante, pe model apar două feluri de spectre alcătuite din curbe luminoase și întunecoase (sau colorate) care se pot fotografia. Curbele observate sînt izocromaticele și izoclinele.

Izoclinele reprezintă locul geometric al punctelor de pe model în care eforturile unitare principale au direcție constantă, iar izocromaticele sînt locul geometric al punctelor în care diferența eforturilor unitare principale este constantă.

Studierea acestor curbe se realizează separat. Izoclinele se obțin cu ajutorul luminii polarizate rectilinii, iar izocromaticele în lumină polarizată circular. Acest lucru e posibil prin utilizarea unor lamele sfert de undă amplasate între cei doi polarizori.

1.2. Cercetări experimentale

Analiza comportării sabotului de frînă în timpul splicităriilor prin metoda fotoelasticității necesită confecționarea unor modele din plexiglas și din araldit, cu dimensiunile și în geometria acestuia. Solicitarea modelelor se efectuează în dispozitivul aparatului de încercare, încărcarea fiind realizată corespunzător realității de exploatare.

Pentru studiul izoclinelor s-a utilizat un model de plexiglas.

În figurile 2 și 3 sînt reprezentate curbele izocline pentru valori ale unghiurilor de 0° și 80° .

În figurile 4, 5 și 6 se prezintă curbele izocromatice ale modelului de araldit cu grosimea de 5,5 mm.

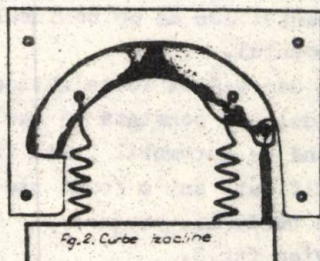


Fig. 2. Curbe izocline

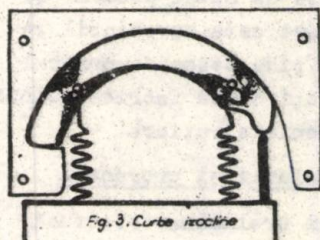


Fig. 3. Curbe izocline

Ambele modele au fost solicitate la un moment pur cu valoarea de 11,75 Nm.

Etalonarea materialului fotoelastic s-a făcut pe o epruvetă solicitată la încovoiere pură de momentul M_i , cu relația

$$\sigma_0 = \frac{M_i}{n \cdot W}, \quad (3)$$

în caren reprezintă numărul total de izocromatice produse în axa epruvetei și marea acestora.

S-a obținut valoarea tensiunii etalon $\sigma_0 = 19,24 \text{ daN/cm}^2$.

În figura 7 s-au trasat diagramele tensiunilor σ_1 și σ_2 pe conturul bordurii. Se observă că diagramele prezintă salturi corespunzătoare concentratorilor de eforturi din dreptul găurilor.

În cazul general izocromaticile intersectează (fig. 5) și în punctele acestea una din tensiunile principale, anume aceea din direcția normală la contur este nulă, ceea ce înseamnă că valorile diferenței $\sigma_1 - \sigma_2$ corespunzătoare izocromaticii respective, reprezintă însăși valoarea tensiunii pe contur din acel punct.

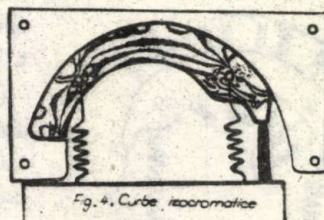


Fig. 4. Curbe izocromatice

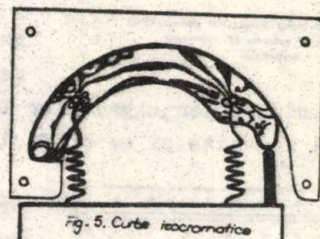


Fig. 5. Curbe izocromatice

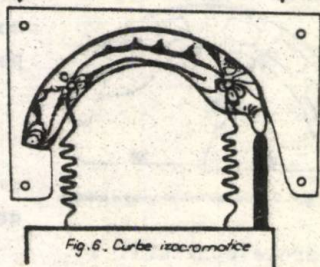


Fig. 6. Curbe izocromatice

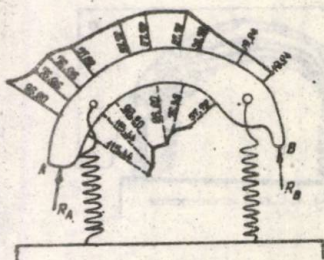


Fig. 7. Distribuția tensiunilor pe conturul interior și exterior al bordurii sabotului

rată, prin prezența găurilor în peretele bordurii, parțial putând fi folosite și ca orificii tehnologice fig.8.

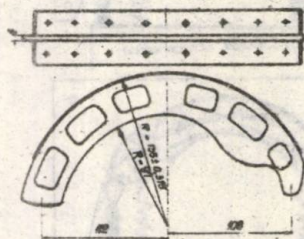


Fig. 8. O formă optimă propusă a sabotului

Prin stabilirea numerelor de ordine k ale diferitelor izocromatice și cu valoarea tensiunii etalon σ_0 , cu ajutorul formulei 2 se determină valorile σ_1 și σ_2 a punctelor corespunzătoare de pe conturul bordurii sabotului.

În urma cercetării fotoelastice a acestor modele se constată că sabotul de frână de automobil poate fi realizat modificat, sub o formă ușurată,

Economia de metal precum și prețul de cost este apreciabil redus, dacă se ține seama de numărul mare de saboți ce se fabrică astăzi pentru vehiculele rutiere.

2. Concluzii și propuneri

Studiul preliminar efectuat asupra optimizării formei sabotului de frână a automobilului, conduce la

următoarele concluzii :

Sabotul de frână în forma lui actuală este mult prea rigidă (fig.1) avînd și o masă mare;

În figura 7 sînt prezentate tensiunile σ_1 , σ_2 pe conturul exterior și interior al bordurii sabotului, stabilite prin metoda fotoelastică. Se constată că pe interiorul conturului bordurii se nasc tensiuni mai mari și de sens opus celor de pe partea superioară ;

Orificiile de ușurare sînt amplasate judicios în vederea realizării unei borduri corespunzătoare care să funcționeze în timpul solicitării în condițiuni optime, ca o structură suficient de rigidă îndepărtînd fenomenul de voalare fig.8 ;

Se realizează o masă mai redusă a bordurii prin orificiile create, față de realitate cu peretele continuu, totodată acestea fiind și găuri tehnologice ;

Materialul folosit actualmente pentru confecționarea sabotului poate fi înlocuit cu un altul (Duraluminu).

VOICULESCU, ST.

CERCETARI FOTOELASTICE PRELIMINARE ASUPRA
OPTIMIZARII FORMEI SABOTULUI DE FRINA PENTRU AUTOMOBIL

Rezumat

În acest articol în baza cercetării fotoelastice se propune realizarea sabotului de frînă de automobil sub o formă mult mai puțin rigidă și mai economică în prezența unor găuri în peretele bordurii. Aceste găuri putând fi parțial folosite și ca orificii tehnologice. Fabricarea cantitativă a sabotilor de frînă fiind foarte mare, economia de material este considerabilă, iar prețul unui sabot este apreciabil redus.

PRELIMINARY PHOTOELASTIC RESEARCH ON THE OPTIMIZATION
OF THE SHAPE OF AUTOMOBILE BRAKE SHOES

Summary

Based on preliminary photoelastic research, a suggestion is made in the paper for a more economical and less rigid way of developing automobile brake shoes having holes in the bending wall.

These holes can partially be used as technological holes as well. Since brake shoes are mass on a large scale a considerable amount of material can be saved and the price of a shoe appreciably reduced.

ASPECTE PRIVIND INCALZIREA AMBREIAJULUI DE TRACTOR

Dr.ing.Gh.Brătucu, șef de lucr. la Universitatea din Brașov;
Dr.ing.T.Ghinea, șef de lucr. la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Creșterea temperaturii ambreiajului la o cuplare și valoarea temperaturii stabilizate la care lucrează constituie parametrii de bază pentru aprecierea bunei funcționări și fiabilității ambreiajelor [1].

Determinarea analitică a acestei temperaturi are un mare grad de aproximație și se face în faza de proiectare a tractorului, evidențierea parametrilor respectivi și pe cale experimentală prezintă importanță deosebită, atât pentru modelele concrete cât și pentru îmbunătățirea cunoștințelor teoretice.

2. Considerații teoretice asupra creșterii temperaturii din ambreiaj

Creșterea temperaturii unei piese a ambreiajului, pentru o cuplare a acestuia se determină cu formula [2]:

$$\Delta t = \frac{L \cdot \gamma}{427 \cdot c \cdot G_p}, \quad (1)$$

în care γ este ponderea căldurii degajate care încălzește piesa respectivă; c -căldura specifică a piesei ($0,115 \text{ kcal/daN}^\circ\text{C}$ pentru oțel); G_p -greutatea piesei daN , iar L -lucrul mecanic de frecare din ambreiaj.

Pentru determinarea coeficientului γ se folosește formula:

$$\gamma = \frac{z_p}{z_{\text{tot}}},$$

în care z_p este numărul suprafețelor de frecare ale piesei pentru care se determină încălzirea, iar z_{tot} -numărul total al perechilor suprafețelor în frecare ale ambreiajului.

Lucrul mecanic de frecare în timpul patinării ambreiajului se calculează considerînd două perioade de demarare ($L=L_1+L_2$):

$$L_1 = 0,5 \mu Q R_m \omega_n \cdot t_1 \quad [\text{daN} \cdot \text{m}] \quad (3)$$

$$\text{și } L_2 = \frac{\omega_n^2}{2(1 - \frac{1}{\beta})(\frac{1}{J_M} + \frac{1}{J_T})} \quad [\text{daN.m}], \quad (4)$$

în care μ este coeficientul de frecare din ambreiaj; Q -efortul pe discuri, în daN ; R_m - raza medie a suprafețelor de frecare, în m ; ω_n -viteza unghiulară nominală a arborelui cotit; β -coeficientul de rezervă al ambreiajului; J_M - momentul de inerție al maselor motorului aflate în mișcare, redus la arborele cotit; J_T - momentul de inerție al agregatului redus la arborele ambreiajului.

O altă caracteristică a modului cum se încălzește ambreiajul tractorului în timpul lucrului o constituie faptul că temperatura stabilizată a pieselor sale este diferită. Pentru un ambreiaj mono-disc uscat, montat pe un tractor de putere mijlocie, se prezintă în figura 1 valorile stabilizate ale temperaturii în principalele piese: 1-discul de presiune; 2-suprafața de fricțiune a discului

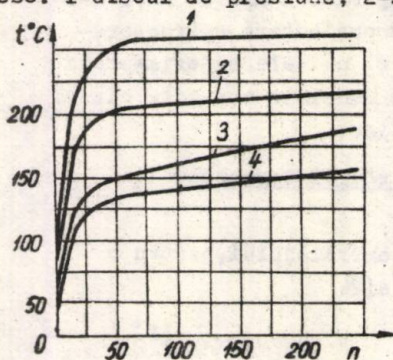


Fig. 1

condus, dinspre discul de presiune; 3-volantul motorului; 4-suprafața de fricțiune a discului condus dinspre volant [3].

Pentru ambreiajul pe care s-au făcut determinările experimentale, înlocuind datele calculate în formula (1), s-au obținut creșterii de temperatură la o cuplare de 3-5°C.

Pe parcursul unui ciclu de funcționare, numărul total de cu-

plări ale ambreiajului unui tractor agricol se încadrează în limitele (1-3).10⁵. Limita largă de variație a acestui număr este funcție de lucrarea principală pe care o efectuează tractorul. Pe bază unui mare număr de date prelucrate statistic [3] s-a stabilit că ritmul de cuplare a ambreiajului tractorului la principalele lucrări agricole este corespunzător celui din tabelul 1:

În situații speciale aceste ritmuri pot crește cu pînă la 30 % (parcele mici) s-au chiar foarte mult (~250 cuplări pe oră la încărcătoare frontale și la lucrul în sere).

3. Metoda și instalația folosită pentru determinarea experimentală a temperaturii în ambreiaj

Deoarece măsurarea temperaturii în ambreiaj s-a făcut simul-

tan cu a altor parametri de natură dinamică, pentru a nu provoca

Tab. 1

Nr. crt.	LUCRAREA AGRICOLĂ	Nr. cupl. peoră	Nr. crt.	LUCRAREA AGRICOLĂ	Nr. cupl. peoră
1	Arat	24	8	Prășit floarea soarelui	30
2	Împrăștiat îngrășămintă	32	9	Cosit	33
3	Semănat cereale	25	10	Balotat paie și fin	27
4	Plantat cartofi	18	11	Recoltat siloz	19
5	Tăvălugit	21	12	Recoltat sfeclă	21
6	Lucrări de cultivație	21	13	Recoltat cartofi	39
7	Prășit cartofi	18	14	Lucrări de transport	40

modificări în comportarea acestuia în timpul lucrului, s-a măsurat numai variația temperaturii în volant, iar aprecierea gradului de încălzire la un moment dat în diferite puncte ale ambreiajului s-a făcut prin utilizarea unor coeficienți de proporționalitate față de acesta [3].

Pentru măsurarea temperaturii în zona suprafeței de lucru a volantului s-au utilizat trei termistoare, elemente la care se obține o scădere mare a rezistenței electrice cu creșterea temperaturii [4].

Termistoarele s-au îngropat în volant pînă la ~1 mm de suprafața de frecare cu discul condus, montarea lor făcîndu-se ca în figura 2.

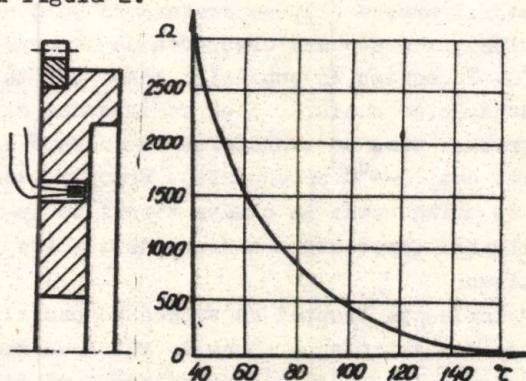


Fig. 2

Fig. 3

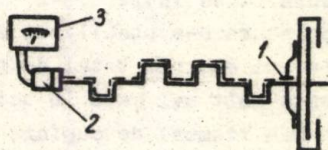


Fig. 4

Etalonarea termistoarelor s-a făcut cu ajutorul unei instalații la care s-a putut citi simultan temperatura și rezistența lor. Legate în serie, termistoarele s-au introdus în cuva plină cu

ulei a acestei instalații prevăzută cu agitator, care a asigurat aceeași temperatură în toată masa uleiului. Rezultatele etalonării sînt prezentate în figura 3.

Conductorii electrici rezultați din înserierea termistoarelor au fost aduși la un contact general 1 de pe flanșa arborelui cotit și de aici, prin canalul de ungere al acestuia, la colectorul de capăt 2 fixat în partea din față a arborelui cotit. În continuarea firele au fost conduse la un instrument de măsură 3, la care s-au citit la diferite intervale valorile rezistenței, respectiv temperaturii termistoarelor.

4. Rezultatele măsurării și influența diferiților factori asupra temperaturii din ambreiaj

Măsurările s-au repetat în diferite situații pentru a evidenția influența diferiților factori ce intervin în procesul de ambreiere asupra valorilor de temperatură determinate.

De la început trebuie precizat că nu s-au înregistrat temperaturi mai mari de 90°C , ceea ce denotă că acest ambreiaj a avut bune calități de evacuare a căldurii.

În fig.5 se prezintă influența modului de eliberare a pedalei asupra vitezei de atingere a temperaturii stabilizate în volant, pentru un ritm de cuplare din minut în minut, cu treapta I de viteză cuplată și cu o forță medie de tracțiune la cîrlig. S-a constatat că, în cazul cuplării bruște (1), temperatura de 90°C s-a atins după aproape 50 cuplări, la o cuplare creșterea de temperatură fiind între $1,5-2,5^{\circ}\text{C}$. În schimb, la cuplările lente (2) temperatura s-a stabilizat după 20 de cuplări, ceea ce înseamnă că lucrul mecanic total de frecare care se transformă în căldură este mult mai mare în acest caz ($3-4^{\circ}\text{C}$ pe cuplare). Practic, asemenea ritmuri de cuplare se ating numai la cîteva tipuri de lucrări agricole, în alte situații temperatura ambreiajului fiind mai mică decît cea stabilizată.

În fig.6 se prezintă influența treptei de viteză asupra timpului după care temperatura din ambreiaj a ajuns la valoarea stabilizată. Se vede că la treapta I aceasta a fost atinsă după 50 de cicluri, în timp ce la treapta a V, după 15 cicluri.

Alte influențe asupra timpului de atingere a temperaturii de stabilizare au momentele rezistente, forțele de tracțiune, proprietățile terenului etc.

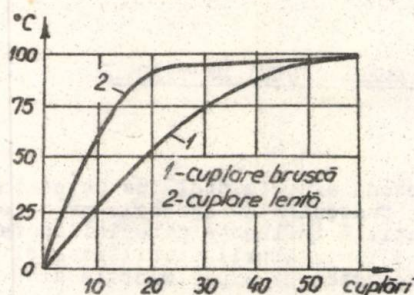


Fig. 5

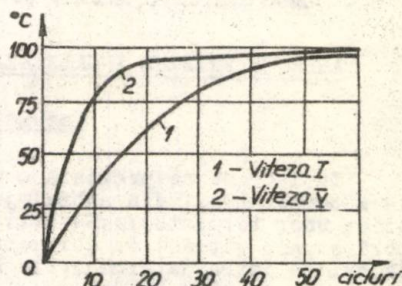


Fig. 6

5. Concluzii

1. Metoda de măsurare prezentată are avantajul unei precizii înalte de determinare a temperaturii din ambreiaj, fără modificări constructive care să influențeze dinamice acestuia.

2. Cu cât cuplările se fac mai lent, cu atât creșterea de temperatură la o cuplare este mai mare și se atinge mai repede temperatura stabilizată. Se recomandă deci evitarea unui coeficient de rezervă prea mic, care conduce la asemenea situație.

3. Cu cât treapta de viteză este mai mare, cu atât numărul de cuplări după care se atinge temperatura stabilizată este mai mic.

4. Experimental se constată că la o cuplare a ambreiajului creșterea de temperatură este cu aproximativ 20% mai mică decât cea teoretică, cu condiția ca ambreiajul să fie în perfectă stare de funcționare.

Bibliografie

- [1] BRATUCU, Gh. Probleme ale dinamicii ambreiajului principal de tractor. Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1975.
- [2] NITESCU, Gh. ș.a. Tractoare. E.D.P., București, 1974.
- [3] BORISLOV, S.G., EGLIT, I.M. Mufti șteplenja traktorov. Izdatelstvo Mašinostroenie, Moskva, 1972.
- [4] ROMAN, S. Aparat electronice de măsurare și control. E.D.P., București, 1968.

BRATUCU, GH., GHINEA, T.

ASPECTE PRIVIND INCALZIREA AMBREIAJULUI DE TRACTOR

Rezumat

În lucrare se prezintă o metodă experimentală de determinare a temperaturii din ambreiajul tractoarelor agricole prin folosirea unor termistoare. Se evidențiază influența diferiților factori asupra vitezei de atingere a temperaturii stabilizate și faptul că între determinările teoretice și experimentale sînt diferențe de pînă la 20 %.

ASPECTS CONCERNANT LE RECHAUFFEMENT DE L'EMBRAYAGE DE TRACTEUR

Résumé

Dans l'ouvrage on présente une méthode expérimentale pour la détermination de la température de l'embrayage des tracteurs agricoles en utilisant des thermistores. On met en évidence l'influence des différents facteurs sur la vitesse d'atteinte de la température de stabilisation et ce par entre les déterminations théoriques et expérimentales il y a des différences de jusqu'à 20 %.

PARTICULARITATI DINAMICE ALE MECANISMELOR PLANETARE DE DIRECTIE

CU DIFFERENTIALE DUBLE SI TRIPLE ALE AUTOVEHICULELOR

PE GENILE

Ing. D. Diaconescu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov;
Dr. Ing. A. Jula, conferențiar la Universitatea din Brașov.

Mecanismele planetare de direcție sînt destinate realizării virării autovehiculelor pe șenile, prin asigurarea unor viteze diferite ale șenilelor.

În scopul reducerii pierderilor de putere prin frecare, datorate alunecării ambreiajelor și frinelor de comandă, se impune folosirea unor mecanisme de direcție cu un număr cît mai mare de raze minime de virare¹⁾. Așa se explică folosirea diferențialelor duble și triple ca mecanisme de direcție ale autovehiculelor pe șenile.

1. Parametri cinematici

În conformitate cu figurile 1 și 2 și cu tabelul 1, în care sînt date schemele structurale și matricea situațiilor funcționale ca - racteristice, mecanismele cu diferențial dublu pot realiza două raze minime de virare ($R_1 = 0,5 B$, $R_2 \neq 0,5 B$; R_1 - raze minime de virare, B - ecartament), iar mecanismele cu diferențial triplu - trei raze minime de virare ($R_1 = 0,5 B$, $R_{2,3} \neq 0,5 B$). În lucrare se analizează situația complexă din tabelul 1, pozițiile 1 și 5.

Prin inversarea mișcării sistemului format de autovehicul și sol - în raport cu găsul - se obține un mecanism complex, echivalent cinematic, a cărui schemă bloc este prezentată în figura 3²⁾. Pe baza acestei scheme rezultă:

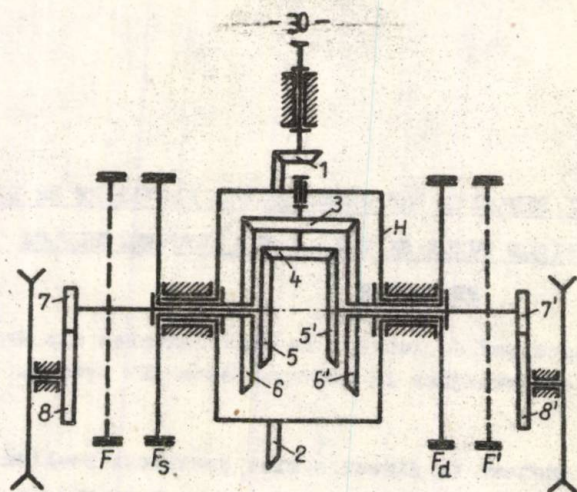
$$i = i_{Hd} = \frac{\omega_h}{\omega_d} = \frac{B/r}{(1-i_0)i'_{01} - (1-i'_0)i'_{01}}$$

$$\omega_s = (1-i_0)i'_{01} \omega_H ; \omega'_s = (1-i'_0)i'_{01} \omega_H$$

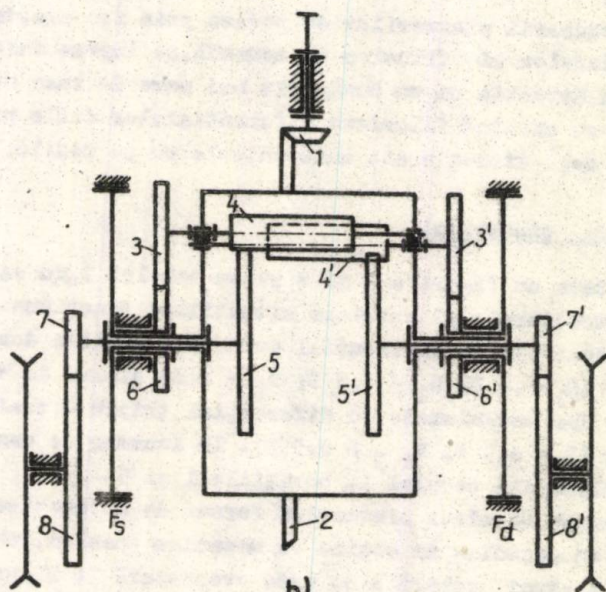
¹⁾ Prin raze minime de virare se înțeleg razele corespunzătoare situațiilor funcționale ale mecanismelor de direcție cu frinele și/sau ambreiajele de comandă complet decuplate sau cuplate.

²⁾ Săgețile asociate unităților din componența schemei bloc definesc raportarea cinematică interioară, corespunzătoare; exemplu:

$$i_0 = i_{56}^H ; i_{01} = i_{87} \text{ etc.}$$



a)



b)

Fig. 1

$$R = \frac{(\omega_s + \omega'_s)r}{2\omega_d} = \frac{(1-i_o)i_{o1} + (1-i'_o)i'_{o1}}{(1-i_o)i_{o1} - (1-i'_o)i'_{o1}} \cdot 0,5B;$$

$$l_{o2} = i_{sd} = \frac{R + 0,5B}{r} = \frac{B}{r} \cdot \frac{(1-i_o)i_{o1}}{(1-i_o)i_{o1} - (1-i'_o)i'_{o1}};$$

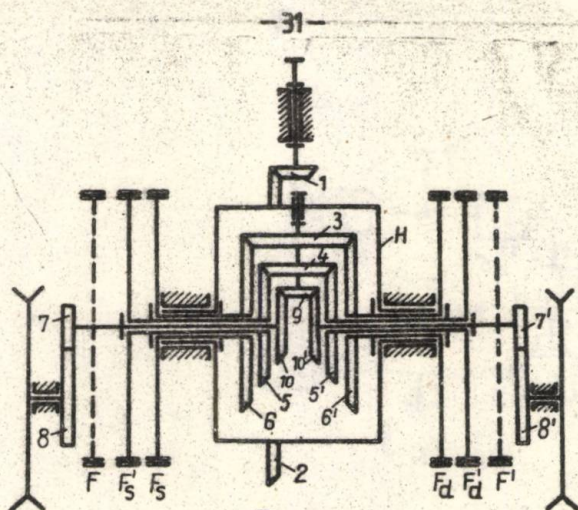


Fig. 2

Tabelul 1

Nr. crt.	F_d	F_s	F'	F	F'_d	F'_s	Obs.
1.	1	0	0	0	0	0	Virare dreapta $R > 0,5 B$
2	0	1	0	0	0	0	Virare stînga $R > 0,5 B$
3	0	0	1	0	0	0	Virare dreapta $R = 0,5 B$
4	0	0	0	1	0	0	Virare stînga $R = 0,5 B$
5 ^{*)}	0	0	0	0	1	0	Virare dreapta $R > 0,5 B$
6 ^{*)}	0	0	0	0	0	1	Virare stînga $R > 0,5 B$

^{*)} Aceste situații apar numai la mecanismul de direcție cu diferențial triplu - fig. 2.

$$i'_{02} = i_{s'd'} = \frac{R - 0,5 B}{r} =$$

$$= \frac{B}{r} \cdot \frac{(1 - i'_0) i'_{01}}{(1 - i_0) i_{01} - (1 - i'_0) i'_{01}}$$

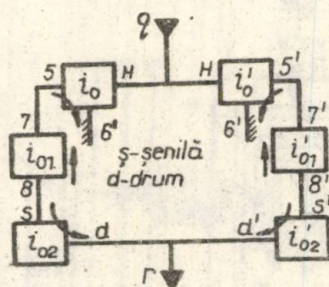


Fig. 3

2. Parametri dinamici

Circulația de putere este definită prin coeficienții de repartiție:

$$\frac{N_g}{N} = \frac{i_{01}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{01}} = \frac{-i_{01}(1-i_0)}{(1-i_0)i_{01} - (1-i'_0)i'_{01}};$$

$$\frac{N_{g'}}{N} = \frac{i'_{01}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i'_{01}} = \frac{i'_{01}(1-i'_0)}{(1-i_0)i_{01} - (1-i'_0)i'_{01}},$$

în care: N_x reprezintă puterea care circulează prin elementul central x , iar N - puterea de intrare.

Ținând seama că $i_0 = i_{56}^H = -Z_4 Z_6 / Z_5 Z_3$; $i'_0 = i_{5'6'}^H = +Z_4 Z_6 / Z_5 Z_3$, deci pot fi supraunitare, unitare sau subunitare, în circulația de putere pot apărea următoarele situații:

a. $|i_0| = |i'_0| > 1$ (exemplu: = 1,2) - v. fig. 4, a

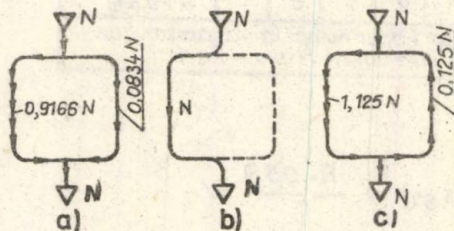


Fig. 4

$$\frac{N_g}{N} = \frac{i_{01}(1-i_0)}{(1-i_0)i_{01} - (1-i'_0)i'_{01}} = \frac{0,25(1+1,2)}{(1+1,2)(-0,25) - (1-1,2)(-0,25)} = -0,9166;$$

$$\frac{N_{g'}}{N} = \frac{i'_{01}(1-i'_0)}{(1-i_0)i_{01} - (1-i'_0)i'_{01}} = \frac{-0,25(1-1,2)}{(1+1,2)(-0,25) - (1-1,2)(-0,25)} = -0,0834;$$

b. $|i_0| = |i'_0| = 1$ - v. fig. 4, b.

$$\frac{N_8}{N} = \frac{-i_{01}(1-i_0)}{(1-i_0)i_{01} - (1-i'_0)i'_{01}} = \frac{0,25(1+1)}{(1+1)(-0,25) - (1-1)(-0,25)} = -1;$$

$$\frac{N_{8'}}{N} = \frac{i'_{01}(1-i'_0)}{(1-i_0)i_{01} - (1-i'_0)i'_{01}} = 0;$$

c. $|i_0| = |i'_0| < 1$ (exemplu: = 0,8) - v. fig. 4, c.

$$\frac{N_8}{N} = \frac{-i_{01}(1-i_0)}{(1-i_0)i_{01} - (1-i'_0)i'_{01}} = \frac{0,25(1+0,8)}{(1+0,8)(-0,25) - (1-0,8)(-0,25)} = -1,125;$$

$$\frac{N_{8'}}{N} = \frac{i'_{01}(1-i'_0)}{(1-i_0)i_{01} - (1-i'_0)i'_{01}} = \frac{-0,25(1-0,8)}{(1+0,8)(-0,25) - (1-0,8)(-0,25)} = +0,125.$$

Rendamentul este descris prin relația [1]:

$$\eta = \frac{\bar{i}}{i} = \frac{\bar{i}_{02} - \bar{i}'_{02}}{i_{02} - i'_{02}} = \frac{i_{01}(1-i_0) - i'_{01}(1-i'_0)}{i_{01}(1-i_0) - i'_{01}(1-i'_0)},$$

în care: $\bar{i}_0 = i_0 \eta_0^{x_0}$; $\bar{i}'_0 = i'_0 \eta_0^{x'_0}$; $\bar{i}_{01} = i_{01} \eta_{01}^{x_1}$; $\bar{i}'_{01} = i'_{01} \eta_{01}^{x'_1}$;

$$\bar{i}_{02} = i_{02} \eta_{02}^{x_2}$$
; $\bar{i}'_{02} = i'_{02} (\eta_{02}')^{x'_2}$;

$$x_0 = \operatorname{sgn} \frac{i_0}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_0} = \operatorname{sgn} \frac{i_{01} i_0}{(1-i_0)i_{01} - (1-i'_0)i'_{01}} = \pm 1;$$

$$x'_0 = \operatorname{sgn} \frac{i'_0}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i'_0} = \operatorname{sgn} \frac{-i'_{01} i'_0}{(1-i_0)i_{01} - (1-i'_0)i'_{01}} = \pm 1;$$

$$x_1 = \operatorname{sgn} \left(\frac{N_8}{N} \right); \quad x'_1 = \operatorname{sgn} \left(\frac{N_{8'}}{N} \right); \quad x_2 = \operatorname{sgn} \left(\frac{N_5}{N} \right);$$

$$x'_2 = \operatorname{sgn} \left(\frac{N_{5'}}{N} \right).$$

Momentele reale, necesare în calculul de rezistență, se obțin din sistemul ecuațiilor de echilibru dinamic:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_0 - M_H - M_{H'} = 0; \\ M_H + M_5 + M_{6'} = 0; \\ M_5 \cdot \bar{i}_0 + M_H = 0; \\ M_{H'} + M_5' + M_{6''} = 0; \\ M_{6'} + M_{6''} - M_{6'} = 0; \\ M_8 \cdot \bar{i}_{01} + M_7 = 0; \\ M_{8'} \cdot \bar{i}'_{01} + M_{7'} = 0; \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} M_5 \bar{i}_{02} + M_d = 0; \\ M_{5'} \cdot \bar{i}'_{02} + M_{d'} = 0; \\ M_5 + M_7 = 0; \\ M_8 + M_5 = 0; \\ M_{5'} + M_{7'} = 0; \\ M_{8'} + M_{5'} = 0; \\ M_d + M_{d'} - M_r = 0. \end{array} \right.$$

3. Concluzii

Din analiza circulației de putere și a razelor minime de virare ($|R| = 0,5 B / |i_0|$), corespunzătoare celor trei cazuri ($|i_0| = |i'_0| \leq 1$), rezultă că:

- în cazul $|i_0| = |i'_0| = 1$, puterea circulează printr-o singură genilă, raza de virare fiind $R = 0,5 B$;
- în cazul $|i_0| = |i'_0| > 1$, puterea se ramifică inegal pe cele două genile, raza de virare fiind $R < 0,5 B$; acest caz se întâlnește la autovehiculele cu manevrabilitate mărită;
- în cazul $|i_0| = |i'_0| < 1$, apare circulație de putere în circuit închis (v.fig.3,c), iar raza de virare $R > 0,5 B$; acest caz se întâlnește la autovehiculele pe genile utilizate în diverse lucrări industriale.

Bibliografie

- [1] DIACONESCU, D.V. și JULA, A. Circulația teoretică și reală a puterii în mecanismele de direcție planetare ale autovehiculelor pe genile. In: Buletinul Universității din Brașov, vol.XX-A, seria A - Mecanică aplicată și construcții de mașini, 1978.

DIACONESCU, D., JULA, A.

PARTICULARITATI DINAMICE ALE MECANISMELOR PLANETARE DE DIRECTIE
CU DIFFERENTIALE DUBLE SI TRIPLE ALE AUTOVEHICULELOR PE SENILE

Rezumat

In lucrare sint prezentate cîteva particularități dinamice ale mecanismelor planetare de direcție cu diferențiale duble și triple folosite la autovehiculele pe șenile. Aceste particularități sint utile in sinteza cinematică, dinamică și organologică a acestor tipuri de transmisii.

PARTICULARITÉS DYNAMIQUES DES MÉCANISMES PLANÉTAIRES DE
DIRECTION À DIFFÉRENTIELS DOUBLES ET TRIPLES DES VÉHICULES
À CHENILLES

Résumé

Dans l'ouvrage on présente quelques particularités dynamiques des mécanismes planétaires de direction à différentiels doubles ou triples, qu'utilisent les véhicules à chenilles.

Ces particularités trouvent leur utilité dans la synthèse cinématique, dynamique et organologique de ces types de transmissions.

UTILIZAREA HETEROCINETISMULUI CUPLAJELOR CARDANICE LA
INCERCAREA TRANSMISIILOR MECANICE

Ing. D.Diaconescu, șef lucrări la Universitatea din Brașov;
Dr.ing.Fl.Dudiță, profesor la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Se știe că mecanismul are rolul de a transmite sau de a transmite și transforma mișcarea mecanică. Mecanismele destinate transmiterii mișcării de rotație sînt caracterizate prin raportul de transmitere $i=1$; dacă funcția raportului de transmitere $i(\varphi)^x$ este o funcție periodică a cărei valoare medie este egală cu unu, mecanismul este numit heterocinetic, iar dacă funcția raportului de transmitere $i(\varphi)=1=\text{constant}$, mecanismul este numit homocinetic.

Utilizarea mecanismelor heterocinetice este nerațională deoa-rece heterocinetismul produce efecte dinamice (forțe de inerție, vibrații etc) care, fie fac imposibilă funcționarea, fie accelerează scoaterea din funcționare a transmisiiilor mecanice; din acest motiv, în tehnică se impune utilizarea mecanismelor homocinetice.

Deși nedorit în transmisiiile mecanice, heterocinetismul aduce importante servicii tehnicii la încercarea transmisiiilor pe standuri și în special, pe standuri cu circulație de putere în circuit închis. Cu ajutorul mecanismelor heterocinetice pot fi realizate - pe standul cu circuit închis de putere - încărcări variabile după diverse cicluri; aceste încărcări permit testarea accelerată a funcționării la oboseală a transmisiiilor mecanice, în diverse condiții.

În lucrare se propune un model pentru calculul ciclurilor de încărcare ale unui stand cu circuit închis de putere, în care se utilizează heterocinetismul cuplajelor cardanice.

Se analizează cazul standului, destinat încercării transmisiiilor de automobile și tractoare, realizat de CCITT (ICL.T) Brașov pe baza contractului de cercetare științifică [4].

2. Particularități structurale și cinematice ale standului

În conformitate cu fig.1,a, în care este prezentată schema de principiu a standului, mecanismele circuitului închis de putere sînt constituite din mecanismul cu roți dințate R (caracterizat prin raportul φ reprezintă unghiul de rotație al arborelui conducător.

tul $i_{a,b} = -1$ și printr-o rigiditate practic infinită), cuplajele cardanice cu rapoartele de transmitere i_1, i_2, i_3, i_4 , arborii cardanici cu rigiditățile c_1 și c_2 și din două transmisii cu $i_t = -1$.

Se știe că un ciclu oarecare de variație a momentului de torsiune, în circuitul închis de putere, este caracterizat printr-o componentă statică (egală cu valoarea medie a momentului M_{med}) și o componentă dinamică (descrișă printr-un ciclu alternant simetric); prin urmare, realizarea diverselor cicluri pe stand, presupune reglarea independentă a celor două componente ale încărcării cu moment de torsiune.

Componenta statică poate fi reglată prin deplasarea axială a toți b (fig. 1, a) cu ajutorul elementelor filetate b' și b'' , iar componenta dinamică se realizează prin deformarea elastică torsională a elementelor conturului închis, deformare datorată heterocinetismului transmisiilor cardanice; așadar, componenta dinamică depinde de rigiditatea c a circuitului închis, de unghiurile α_j , $j=1, 2, 3, 4$, ale articulațiilor cardanice și de modul de inseriere a articulațiilor cardanice (exprimat prin unghiurile β_{ij} ; $i, j=1, 2, 3, 4$ [5]). Dintre ciclurile de încărcare, cea mai largă utilizare o au ciclul alternant simetric, ciclul pulsator și ciclul constant.

Prin punerea standului în mișcare de rotație, în circuitul închis apare o circulație de putere în contur închis; sensul de circulație al puterii rămâne invariant la cicluri pulsatorii, oscilante sau constante și se schimbă periodic, în cazul ciclurilor alternante. Sensul de circulație din fig. 1, b se consideră, în continuare, sens de referință.

3. Modele de calcul; verificare experimentală

În conformitate cu schema simbolică din fig. 1, b, asociată circuitului închis de putere (fig. 1, a), în condiții teoretice simplificate (frecare neglijabilă, jocuri neglijabile, forțe de inerție neglijabile), momentele de torsiune ale standului sînt caracterizate prin următoarele corelații^{*)}:

$$\begin{aligned} \tau_t \cdot c_t \cdot i_2 &= \tau_1 \cdot c_1 ; & \tau_2 \cdot c_2 \cdot i_4^{-1} - \tau_1 \cdot c_1 \cdot i_1 + M &= 0 ; \\ \tau_2 \cdot c_2 \cdot i_3 &= \tau_t \cdot c_t ; & \varphi_{42} &= \varphi_{11} , \end{aligned} \quad (1)$$

în care [5]: $\psi = \varphi_{42} - \varphi_{11}$ este abaterea de la homocinetism a transmisiei formată din cele patru cuplaje cardanice (fig. 1, a).

^{*)} În φ_{j1} , φ_{j2} se notează unghiurile de rotație ale arborilor de intrare și respectiv ieșire ai cuplajului cardanic "j" [5].

Pentru modalitatea de inseriere (a cuplajelor cardanice) reprezentată în fig.1, a - modalitate care pe standuri este larg utilizată - abaterea Ψ se calculează cu relațiile [1,2,3]:

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_{42} &= \arctg[\lambda_4 \operatorname{tg}(\varphi_{41} + \varphi_{41}^0)] - \arctg(\lambda_4 \operatorname{tg} \varphi_{41}^0); \\ \varphi_{41} &= \arctg[\lambda_3 \operatorname{tg}(\varphi_{31} + \varphi_{31}^0)] - \arctg(\lambda_3 \operatorname{tg} \varphi_{31}^0) - \Delta\delta_2; \\ \varphi_{31} &= \arctg[\lambda_2 \operatorname{tg}(\varphi_{21} + \varphi_{21}^0)] - \arctg(\lambda_2 \operatorname{tg} \varphi_{21}^0) - \Delta\delta_t; \\ \varphi_{21} &= \arctg[\lambda_1 \operatorname{tg}(\varphi_{11} + \varphi_{11}^0)] - \arctg(\lambda_1 \operatorname{tg} \varphi_{11}^0) - \Delta\delta_1; \\ \Delta\delta_j &= \delta_j(\varphi_{11}) - \delta_j(\varphi_{11}=0); \quad j=1,2,3,4; \\ \lambda_j &= (\cos \alpha_j)^{-1}; \quad j=1,2,3,4; \\ \varphi_{j1}^0 &= \varphi_{j1}^0(\delta_1, \delta_2, \delta_t, \alpha_i, \varphi_{11}=0); \quad j=1,2,3,4; \\ i_j &= \partial \varphi_{j2} / \partial \varphi_{j1}; \quad j=1,2,3,4. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Prin rezolvarea sistemului (1), rezolvare posibilă prin metode numerice pe calculator, se obțin momentele de încărcare $\delta_1 \cdot c_1$, $\delta_2 \cdot c_2$, $\delta_t \cdot c_t$ și momentul de antrenare M , în funcție de unghiul de rotație φ_{11} . Pentru a eluda dificultățile implicate de rezolvarea sistemului (1), se poate admite - cu o aproximație satisfăcătoare în cele mai multe cazuri - că deformațiile unghiulare ale arborilor cardanici (δ_1 , δ_2) și transmisiilor de încercat (δ_t) au o influență neglijabilă asupra legilor de transmitere ale cuplajelor cardanice.

Pe baza acestei premize, ultima relație din (1) este înlocuită prin ecuația:

$$\delta_1 + \delta_2 + \delta_t \cong \delta^0 + \Psi, \quad (3)$$

unde $\delta^0 \cong \delta_1(\alpha_j=0) + \delta_2(\alpha_j=0) + \delta_t(\alpha_j=0)$ = constant, reprezintă deformația unghiulară, a circuitului închis, generată de componenta statică a încărcării, în poziția fictivă $\alpha_j=0$, $j=1 \dots 4$, iar $\Psi = \varphi_{42} - \varphi_{11} = \Psi(\varphi_{11}, T = \overline{T})$ - deformația unghiulară periodică, cu valoarea medie zero, generată de heterocinetismul cuplajelor cardanice.

Ținând seama, pe de o parte (fig.1, a), că $\beta_{12}=180^\circ$, $\beta_{23}=0$, $\beta_{34}=180^\circ$, $\beta_{41}=0$, $\varphi_{j1}^0=0$, iar, pe de altă parte, că $\alpha_j = \alpha \leq 25^\circ \dots 30^\circ$, se poate scrie [5]:

$$\left\{ \begin{aligned} \Psi &\cong \varphi_{42} - \varphi_{11} \cong \varepsilon_4 \cdot \sin 2\varphi_{11}; \quad \varepsilon_4 = (\lambda^4 - 1) / (\lambda^4 + 1); \\ i_1 &\cong i_2 \cong i_3 \cong i_4 = i; \end{aligned} \right.$$

$$\begin{cases} i \cong 1 + 2 \cdot \varepsilon \cdot \cos 2\varphi_{11} ; \varepsilon = (\lambda - 1)/(\lambda + 1) ; \\ i^j \cong 1 + 2 \cdot \varepsilon_j \cdot \cos 2\varphi_{11} ; \varepsilon_j = (\lambda^j - 1)/(\lambda^j + 1) . \end{cases} \quad (4)$$

Pe baza relațiilor (3) și (4), rezolvarea sistemului (1) conduce la următoarele relații:

$$\begin{cases} \delta_2 \cdot c_2 \cong (\delta^0 + \psi) \cdot c ; c = (c_1^{-1} + c_2^{-1} + c_t^{-1})^{-1} ; \\ \delta_1 \cdot c_1 \cong (\delta^0 + \psi) \cdot c \cdot i_2 \cdot i_3 \cong (\delta^0 + \psi) \cdot c \cdot (1 + 2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \cos 2\varphi_{11}) ; \\ \delta_t \cdot c_t \cong (\delta^0 + \psi) \cdot c \cdot i_3 \cong (\delta^0 + \psi) \cdot c \cdot (1 + 2 \cdot \varepsilon_1 \cdot \cos 2\varphi_{11}) ; \\ M = \delta_2 \cdot c_2 \cdot \frac{i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 - 1}{i_4} \cong (\delta^0 + \psi) \cdot c \cdot \frac{2 \cdot \varepsilon_4 \cos 2\varphi_{11}}{1 + 2 \cdot \varepsilon_1 \cos 2\varphi_{11}} \cong \\ \cong 2 (\delta^0 + \psi) c \varepsilon_4 \cos 2\varphi_{11} . \end{cases} \quad (5)$$

Relațiile (5) descriu modelul teoretic simplificat de calcul al momentelor standului cu circuit închis de putere (fig.1,a).

Comparînd diagramele momentelor ($M_1 = c_1 \cdot \delta_1$; $M_2 = c_2 \cdot \delta_2$) rezultate din înregistrările pe stand (fig.2,a - M_1^e și M_2^e), cu diagramele rezultate pe baza modelului teoretic simplificat (fig.2,a - M^e) - pentru: $\delta^0 = 0^\circ$, $\alpha = 25^\circ$, $n = 3,6 \text{ s}^{-1}$, $c_1 = c_2 = 12000 \text{ dNm/rad}$, $c_t = 14000 \text{ dNm/rad}$ - se constată că neglijarea jocurilor și frecărilor conduce la diferențe apreciable (forțele de inerție au, în acest caz, o pondere redusă deoarece turația este mică).

În consecință, se impune corectarea modelului prin considerarea frecării (randamentelor) și a jocurilor din circuitul închis de putere. Notînd: $\Delta\varphi_{11}$ - unghiul de rotație corespunzător jocurilor din circuitul închis, η_c - randamentul unei articulații cardenice, η_t - randamentul transmisiilor de încercat, η_R - randamentul mecanismului R, modelul corectat poate fi exprimat prin următoarele relații:

• Cînd circulația de putere are sensul de referință (fig.1,b):

$$\begin{cases} \delta_1 \cdot c_1 \cong [\delta^0 + \varepsilon_4 \cdot \sin 2\varphi_{11} (1 - k \sin \Delta\varphi_{11})] (1 + 2 \cdot \varepsilon_2 \cos 2\varphi_{11}) \cdot c ; \\ \delta_t \cdot c_t \cong [\delta^0 + \varepsilon_4 \cdot \sin 2\varphi_{11} (1 - k \sin \Delta\varphi_{11})] (1 + 2 \cdot \varepsilon_1 \cos 2\varphi_{11}) \cdot c \cdot \eta_c ; \\ \delta_2 \cdot c_2 \cong [\delta^0 + \varepsilon_4 \sin 2\varphi_{11} (1 - k \sin \Delta\varphi_{11})] c \eta_c^2 \eta_t ; \\ M \cong c [\delta^0 + \varepsilon_4 \sin 2\varphi_{11} (1 - k \sin \Delta\varphi_{11})] \frac{(1 - \eta_c^4 \cdot \eta_t \cdot \eta_R) + 2 \cdot \varepsilon_4 \cos 2\varphi_{11}}{\eta_c (1 + 2 \cdot \varepsilon_1 \cos 2\varphi_{11})} . \end{cases} \quad (6)$$

• Cînd circulația de putere are sensul invers celui de referință:

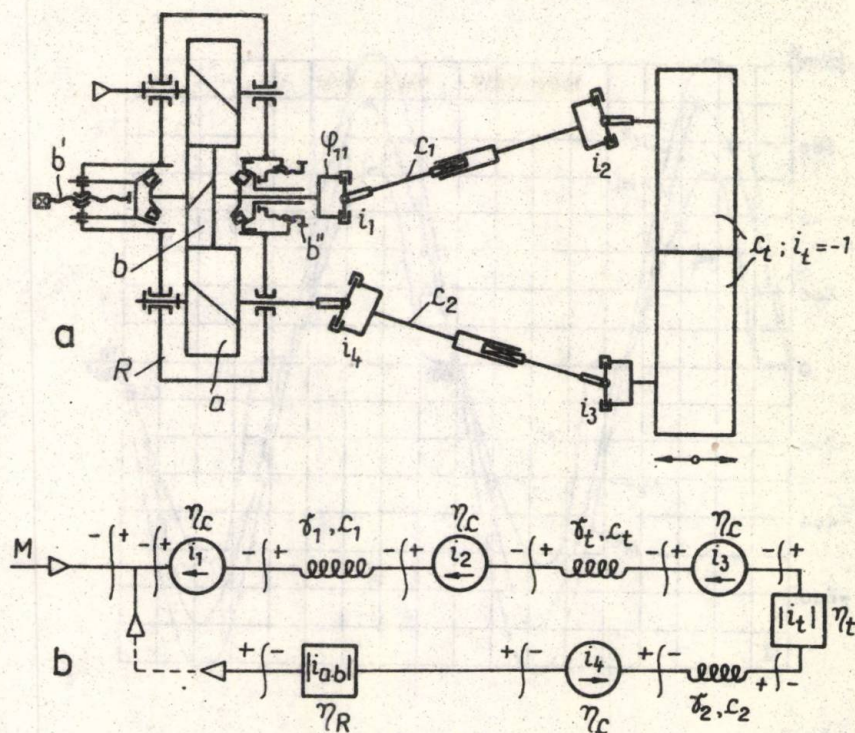


Fig. 1

$$\begin{cases} \delta_1 C_1 \approx C [\delta_0^o + E_4 \sin 2\varphi_{11} (1 - k \sin \Delta\varphi_{11})] (1 + 2E_2 \cos 2\varphi_{11}) \eta_C^2 \eta_t; \\ \delta_t C_t \approx C [\delta_0^o + E_4 \sin 2\varphi_{11} (1 - k \sin \Delta\varphi_{11})] (1 + 2E_1 \cos 2\varphi_{11}) \cdot \eta_C; \\ \delta_2 C_2 \approx C [\delta_0^o + E_4 \sin 2\varphi_{11} (1 - k \sin \Delta\varphi_{11})]; \\ M \approx C [\delta_0^o + E_4 \sin \Delta\varphi_{11} (1 - k \sin \Delta\varphi_{11})] \frac{(1 - \eta_C^4 \cdot \eta_t \cdot \eta_R) - 2E_4 \cos 2\varphi_{11}}{\eta_R \eta_C (1 + 2E_1 \cos 2\varphi_{11})} \end{cases} \quad (7)$$

Precizări - Coeficientul k din relațiile 6 și 7 ține seama de natura ciclului; în cazul ciclurilor pulsatorii și oscilante $k=0$, iar în cazul ciclurilor alternante, poate fi considerată valoarea $k=1$.

- În situația în care este necesară o descriere mai fidelă a ciclului, coeficientul k poate fi exprimat prin funcții definite pe porțiuni.

Din comparația diagramelor rezultate din înregistrări, cu diagramele rezultate pe baza modelului teoretic corectat (M_1^C, M_2^C -fig. 2, b și c) - pentru $\eta_C \approx 0,995$, $\eta_t \approx 0,8$ și $\Delta\varphi_{11} \approx 8^\circ$ - se constată

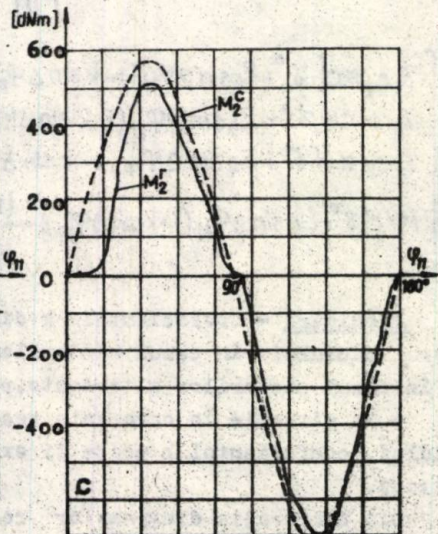
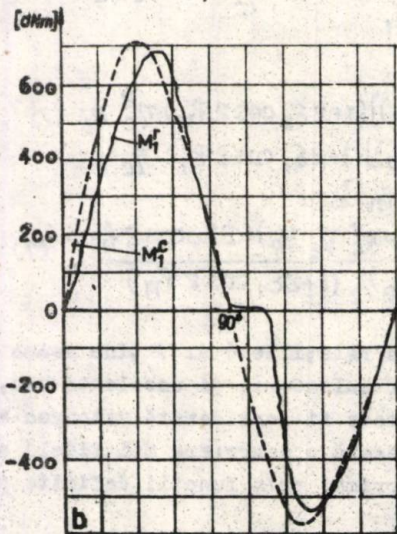
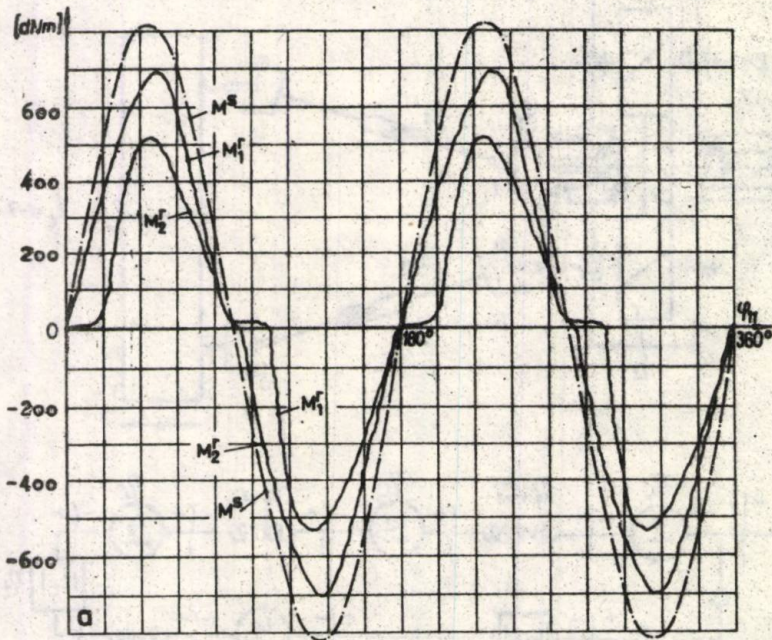


Fig.2

o concordanță satisfăcătoare.

4. Concluzii

- Deși nedorit în transmisiile mecanice, heterocinetismul cu plajelor cardanice este util la încercarea transmisiilor mecanice pe standuri cu circuit închis de putere; prin reglarea heterocinetismului devine posibil controlul componentei dinamice a ciclului de încărcare.

- Prin utilizarea unui număr adecvat de cuplaje cardanice înseriate sinfazat pot fi realizate - prin reglarea unghiurilor articulațiilor cardanice - amplitudini ale ciclurilor de încărcare în limite largi.

- Neglijarea jocurilor și a frecării, din circuitul închis de putere, conduce, de regulă, la cicluri teoretice cu abateri apreciabile față de ciclurile reale (fig.2,a); o aproximare satisfăcătoare a ciclului real de încărcare este realizată de modelul teoretic corectat, model care ia în considerație influența frecării și a jocurilor (relațiile 6 și 7).

- Modelul teoretic corectat, privind calculul ciclurilor de încărcare cu moment de torsiune a circuitului închis de putere, este util în calculul de proiectare și la stabilirea parametrilor de reglare ai standului, la determinarea randamentului transmisiilor supuse încercării etc.

5. Bibliografie

- [1] DIACONESCU, D., SOUCA, N., Stand pentru încercarea de durabilitate a transmisiilor bicardanice, Bul. Sesiunii ICPUC-Brăila, 1977, pag. 175-179.
- [2] DUDITA, FL., Periodische Selbstspannung bei nichthomokinetischen kreisgeschalteten Getrieben, in Konstruktion 22(1970), s. 427.
- [3] DUDITA, FL., Kardangelengetrieben und ihre Anwendungen, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1974.
- [4] DUDITA, FL., DIACONESCU, D., Stand pentru încercarea cuplajelor cardanice și homocinetice, Contract de cercetare nr. 83/74 în -cheiat între Universitatea din Brașov și ICPAT Brașov.
- [5] DUDITA, FL., Transmisii cardanice, Ed. tehnică, București, 1966.

DIACONESCU, D. și DUDITA, FL.

UTILIZAREA HETEROCINETISMULUI CUPLAJELOR CARDANICE LA
INCERCAREA TRANSMISIILOR MECANICE

Rezumat

În lucrare se propune un model teoretic pentru realizarea și calculul încărcării (după un ciclu oarecare) a standurilor de încercare cu circuit închis de putere care utilizează articulații cardanice. Relațiile și concluziile obținute sînt utile în proiectarea standurilor de încercare cu circuit închis de putere.

L'UTILISATION DU HETEROCINETISME DES JOINTES CARDANIQUES
POUR L'ÉPREUVE DES TRANSMISSIONS MECANIQUES

Résumé

Dans cette oeuvre se propose un modèle théorique pour réalisation et le calcul du chargement (après un cycle quelconque) des stands d'épreuves avec circuit fermé de la puissance et qui utilisent des jointes cardaniques.

Les relations et les conclusions obtenus sont utiles dans la projection des stands d'épreuve avec circuit fermé de puissance.

CU PRIVIRE LA POSIBILITATEA CERCETĂRII UNITARE PE
CALCULATOR A UNOR PARTICULARITĂȚI ALE LUCRULUI AGREGATULUI
TRACTOR-PRESA DE BALOTAT

Dr.ing.Traian Ghinea,șef lucr.la Universitatea din Brașov;
Dr.ing.Gh.Brătucu,șef lucr.la Universitatea din Brașov.

1. Obiectivele cercetării pe calculator

Studiul caracterului și mărimii solicitărilor care apar în transmisia agregatului tractor-presă mecanică de balotat în diferite condiții de exploatare prezintă un interes aparte datorită utilizării frecvente a acestui agregat,precum și prin faptul că presa consumă o putere însemnată supunând tractorul la sarcini variabile.

Analiza teoretică,utilizînd sisteme de prelucrare automată a datelor,a comportării tractorului în agregat cu presa de balotat necesită modelarea matematică a transmisiei celor două mașini, cu reprezentarea corespunzătoare a tuturor factorilor constructivi și funcționali de care depinde regimul de lucru al agregatului. Aceasta necesită înlocuirea transmisiei reale printr-un sistem echivalent de mase concentrate unite prin legături elastice,realizînd așa numita modelare dinamică și scrierea pe această bază a unor ecuații de mișcare ce constituie modelul matematic al funcționării agregatului.

Esențial în procesul întocmirii modelului matematic este ca aceasta să permită,prin modificarea unor elemente ale sale,adaptarea simplă la o gamă largă a condițiilor posibile de lucru, spre obținerea unor concluzii cit mai edificatoare.

În acest sens,a fost conceput un model dinamic pentamasic și un model matematic al agregatului tractor-presă [1],[2]permițînd efectuarea unor cercetări vizînd,în principal,stabilirea influenței asupra solicitărilor din transmisia prizei de putere și a mașinii agricole a valorii următoarelor mărimi: a)constanta de elasticitate a transmisiei dintre arborele prizei și volantul uniformizator de mișcare al presei, b)constanța de amortizare a aceleiași transmisii,c)densitatea de presare a baloților,d)timpul în care

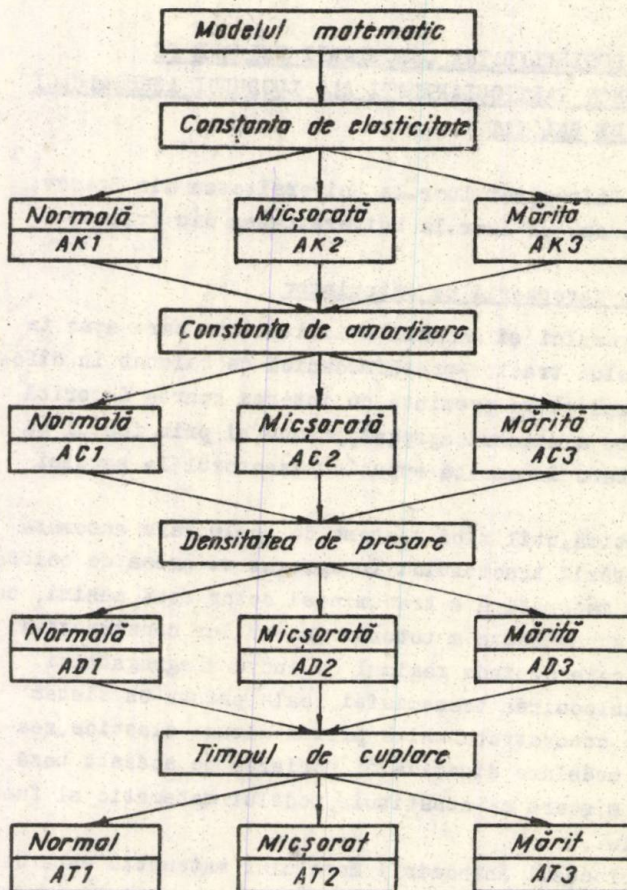


Fig.1

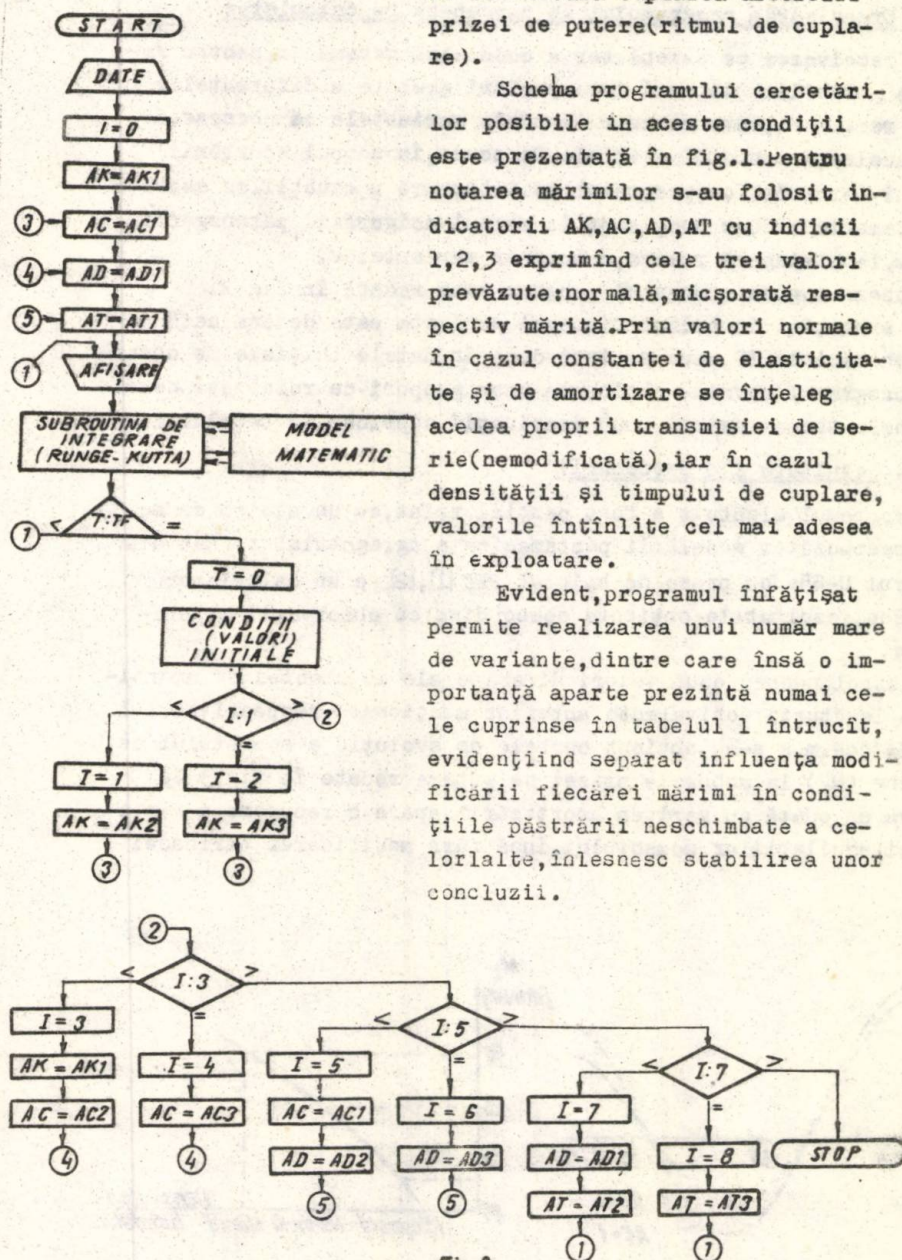
Tabelul 1

Mărimea \ Varianta	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Constanta de elasticitate	AK1	AK2	AK3	AK1		AK1		AK1	
Constanta de amortizare	AC1			AC2	AC3	AC1		AC1	
Densitatea de presare	AD1			AD1		AD2	AD3	AD1	
Timpul de cuplare	AT1			AT1		AT1		AT2	AT3

se realizează cuplarea arborelui prizei de putere (ritmul de cuplare).

Schema programului cercetărilor posibile în aceste condiții este prezentată în fig.1. Pentru notarea mărimilor s-au folosit indicatorii AK, AC, AD, AT cu indicii 1, 2, 3 exprimând cele trei valori prevăzute: normală, micșorată respectiv mărită. Prin valori normale în cazul constantei de elasticitate și de amortizare se înțeleg acelea proprii transmisiei de serie (nemodificată), iar în cazul densității și timpului de cuplare, valorile întâlnite cel mai adesea în exploatare.

Evident, programul înfățișat permite realizarea unui număr mare de variante, dintre care însă o importanță aparte prezintă numai cele cuprinse în tabelul 1 întrucât, evidențiind separat influența modificării fiecărei mărimi în condițiile păstrării neschimbate a celorlalte, înlesnesc stabilirea unor concluzii.



2. Organizarea programului de cercetare pe calculator

La rezolvarea pe calculator a modelului matematic, pentru reducerea posibilității unei interpretări greșite a diferențelor dintre rezultate, este necesar ca toate variantele să pornească de la aceleași condiții inițiale. De aceea, în scopul scurtării timpului cercetărilor, programul de integrare a ecuațiilor modelului matematic a fost completat în sensul asigurării parcurgerii unitare, la o singură rulare, a tuturor variantelor.

Schema logică a acestui program este redată în fig. 2. Durata evoluției în cadrul fiecărei variante este determinată de valoarea mărimii TF, care se introduce în datele inițiale. Se observă că programul permite obținerea unor grupuri de rezultate corespunzătoare tocmai celor nouă combinații cuprinse în tabelul 1.

3. Rezultate ale cercetării

Programul alcătuit a fost parțial rulat, cu un sistem de ecuații corespunzător modelării pentamasice a agregatului format din tractorul U-650 cu presa de balotat PPF [1], [2], pe un calculator WANG-2200, rezultatele obținute concordând cu observații experimentale.

Astrel, pentru două valori diferite ale constantei de amortizare a legăturii echivalente anterior menționată, respectiv $AC_1=1$ și $AC_2=4$ daN.m.s s-au obținut curbele de evoluție a momentului de torsiune (M_1) la arborele prizei de putere redată în fig. 3. Se observă că odată cu mărirea amortizării apare o reducere a amplitudinii oscilațiilor momentului, însă rădă modificarea perioadei lor.

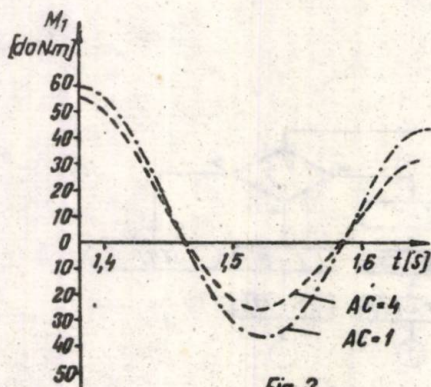


Fig. 3

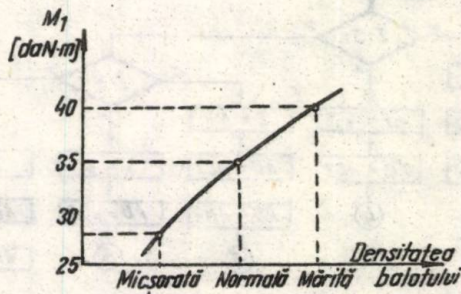


Fig. 4

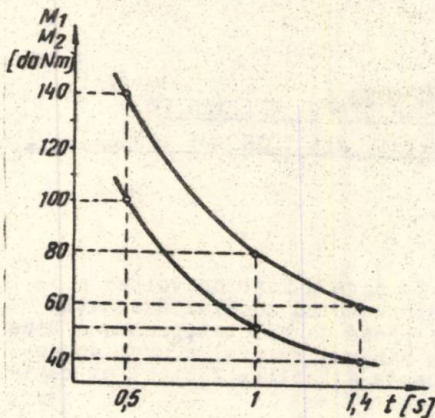


Fig. 5

re solicită transmisia interioară a acesteia (M_2).

4. Concluzii

a. Factorii cei mai importanți prin care poate fi influențat regimul solicitărilor transmisiei agregatului tractor-presă de balotat, sînt constantele de elasticitate și amortizare ale legăturii dintre arborele prizei de putere și mașina agricolă, densitatea de presare a balotului și timpul de cuplare a arborelui prizei.

b. Considerînd cîte trei valori diferite pentru aceste mărimi, rezultă nouă combinații (variante) principale, a căror parcurgere unitară în cadrul unui program de lucru pe calculator asigura un tablou destul de complet al solicitărilor transmisiei în diferite condiții.

c. Programul alcătuit, permițînd atingerea acestui obiectiv cu orice model matematic al agregatului, poate fi cu ușurință modificat în sensul schimbării numărului de variante parcurse.

Bibliografie

- [1] GHINEA, T. Particularități ale lucrului tractorului cu diferite mașini agricole privind solicitările transmisiei prizei de putere. Teză de doctorat. Universitatea din Brașov, 1975.
- [2] GHINEA, T. și PERES, GH. Asupra posibilităților de studiu prin modelare matematică a solicitărilor tractorului U-650 în agregat cu presa de balotat PPF. In: Lucrări științifice Universitatea din Brașov, Vol. XVIII B, 1976, p. 63-70.

GHINEA .T., BRATUCU, GH.

CU PRIVIRE LA POSIBILITATEA CERCETARII UNITARE PE
CALCULATOR A UNCR PARTICULARITATI ALE LUCRULUI AGREGATULUI
TRACTOR-PRESA DE BALOTAT

Rezumat

In lucrare se prezintă modul în care a fost dezvoltat programul de integrare a ecuațiilor constituind modelul matematic al transmisiei agregatului tractor-presă de balotat, pentru a face posibilă parcurgerea unitară, la o singură rulare, a unui ansamblu de variante, evidențiind influența diferiților factori ai regimului de lucru.

CONCERNANT LA POSSIBILITÉ DE LA RECHERCHE UNITAIRE À
L'AIDE DU CALCULATEUR DE CERTAINES PARTICULARITÉS DU
TRAVAIL DE L'AGREGAT TRACTEUR-PRESSE A BALLOTS

Résumé

Dans l'ouvrage on présente la manière dont on a développé le programme d'intégration des équations constituant le modèle mathématique de la transmission de l'agrégat tracteur-presse à ballots, pour rendre possible le parcours unitaire d'un ensemble de variantes, mettant en évidence l'influence de divers facteurs du régime de travail.

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A - Applied Mechanics - Machine Building
Vol. XXII - 1980

Machine building and material
working technology

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A - Mécanique appliquée - Construction de machines
Vol. XXII - 1980

Construction de machines et la
technologie d'usinage des matériaux

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT BRAȘOV
Serie A - Angewandte Mechanik - Maschinenbau
Band. XXII - 1980

Maschinenbau und Technologie der
Bearbeitung von Werkstoffen

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRASOV

Series A - Applied Mechanics - Machine Building

Vol XXI - 1980

Machine building and material
working technology

BULLETIN DE L'UNIVERSITE DE BRASOV

Serie A - Mecanica aplicata - Constructii de masini

Vol XXI - 1980

Construction de machines et
technologie des matériaux

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT BRASOV

Serie A - Angewandte Mechanik - Maschinenbau

Band XXI - 1980

Maschinenbau und Technologie der
Bearbeitung von Werkstoffen

ANALIZA PRELUCRABILITĂȚII PRIN ASCHIERE PE BAZA

METODEI „ELECTRE”

Dr. Ing. Gheorghe Secară, conferențiar la Universitatea din Brașov;

Ing. Dorin-Mirocea Roșca, șef lucrări la Universitatea din Brașov;

Ing. Valentin Dițu, asistent la Universitatea din Brașov.

1. Obiectul lucrării

La ora actuală există foarte multe metode de determinare a prelucrabilității materialelor [1], [2], [4], atât prin procedee directe cât și indirecte. Fiecare dintre aceste metode conduc la obținerea unor rezultate parțiale, interpretabile. Prezentă lucrare își propune să stabilească o metodologie de apreciere globală, multivalentă, a prelucrabilității prin aşchiere, utilizând metoda grafelor.

2. Metodica de analiză

Metoda „Electre” permite compararea și clasificarea elementelor unei mulțimi de variante sau obiecte cercetate M_i , ținând seama de „m” puncte de vedere, în scopul găsirii unor submulțimi omogene de elemente, precum și pentru a stabili o ierarhizare a acestora [3], [5]. Fie astfel o mulțime $M = \{M_1, M_2, \dots, M_n\}$ a materialelor supuse unui număr „m” de încercări de determinare a prelucrabilității, încercări ce formează mulțimea $x = \{x_1, x_2, \dots, x_m\}$.

În cazul analizării rectificabilității unor oțeluri, criteriile x_j pot fi următoarele:

- rugozitatea suprafeței prelucrate, $R_a, (\mu m)$;
- debitul de material aşchiat, $Q, (mm^3/mm \text{ min})$;
- capacitatea de aşchiere a sculei $K, (mm^3/mm, \text{min. daN})$;
- abateri de formă, $O_v (\mu m)$;
- uzura radială a discului abraziv, $U_r (\mu m)$.

Încercările efectuate asupra unui număr de 4 materiale diferite, oțelurile M_1 , M_2 , M_3 și M_4 , prin rectificarea rotundă a acestora cu forță radială constantă au condus la obținerea unor valori numerice ale criteriilor x_j , conform tabelului 1.

TABELUL 1.

$M_i \backslash x_j$	R_a	Q	K	O_v	U_r
M_1	0,8	2,0	3,0	0,0015	0,040
M_2	1,2	3,5	5,0	0,0025	0,050
M_3	1,0	2,7	4,0	0,0020	0,045
M_4	0,6	1,5	2,5	0,0010	0,030

Acordăm fiecărui criteriu x_j din acest tabel câte o notă de apreciere în intervalul 0 - 1. În aceste condiții, valorile numerice din tabelul 1, normalizate la scara 0 - 1 permit obținerea unor noi stări a_{ij} , redată în tabelul 2.

Pentru un criteriu x_j , mulțimea stărilor:

TABELUL 2.

$M_i \backslash x_j$	R_a	Q	K	O_v	U_r
M_1	0,67	0,25	0,20	0,33	0,50
M_2	0,0	1,0	1,0	0,0	0,0
M_3	0,33	0,60	0,60	0,67	0,75
M_4	1,0	0,0	0,0	1,0	1,0

$a_{1j}, \dots, a_{mj}$ aflate în tabelul 2 pe coloana lui x_j , poate servi la definirea unui graf $G_j = (M_i, U_j)$ ale cărui vîrfuri sînt obiectele (materialele) cercetate M_i , iar arcele U_j sînt legături orientate. Între două alternative, sau obiecte M_g și M_h , există un arc orientat

de la M_g la M_h dacă $a_{gj} < a_{hj}$. În cazul $a_{gj} = a_{hj}$ arcul se va trasa în ambele sensuri. Grafurile G_j construite sînt egale, ca număr, cu numărul de criterii x_j și se numesc grafe parțiale. În figura 1 se dau cele 5 grafe parțiale corespunzătoare celor 5 criterii de apreciere adoptate: R_a , Q , K , O_v și U_r . Urmărind orientările arcelor U_j în cadrul grafurilor construite, se constată că acestea diferă de la graf la graf, motiv pentru care trecerea imediată la trasarea grafului sinteză G_0 nu va fi posibilă. Ca urmare a acestui fapt se va proceda, mai întîi, la ordonarea variantelor M_i pe baza noțiunilor de concordanță și discordanță ce sînt caracterizate prin indicatori cu același nume. Indicatorul de concordanță „C” dintre două variante M_g și M_h se definește pe baza raportului:

$$C(M_g, M_h) = \frac{1}{k_1 + k_2 + \dots + k_m} \cdot \sum_j k_j, \quad (1)$$

în care $k_j (j = 1, 2, \dots, m)$ reprezintă coeficienții de importanță și criteriilor x_j , considerate.

Suma $\sum k_j$ se face pentru acei coeficienți k_j care îndeplinesc condiția : $k_{gj} \geq k_{hj}$.

Indicatorul de discordanță „d” este :

$$d(M_g, M_h) = 0.$$

$$\text{dacă } a_{hj} \leq a_{gj}, \quad j = 1, 2, \dots, m;$$

$$d(M_g, M_h) = \frac{1}{\alpha} \cdot \max(a_{hj} - a_{gj}),$$

$$\text{dacă } a_{hj} > a_{gj}. \quad (2)$$

Coeficientul α reprezintă ecartul maxim între valoarea stărilor, adică diferența dintre valorile extreme ale stărilor a_{ij} corespunzătoare coloanei „j” din tabelul 2.

Pentru a putea calcula indicatorii de concordanță și respectiv discordanță se adoptă următorii coeficienți de importanță, k_j , conform tabelului 3.

În continuare, utilizând relația (1) și tabelul 3 se calculează valorile indicatorilor de concordanță, iar apoi pe baza

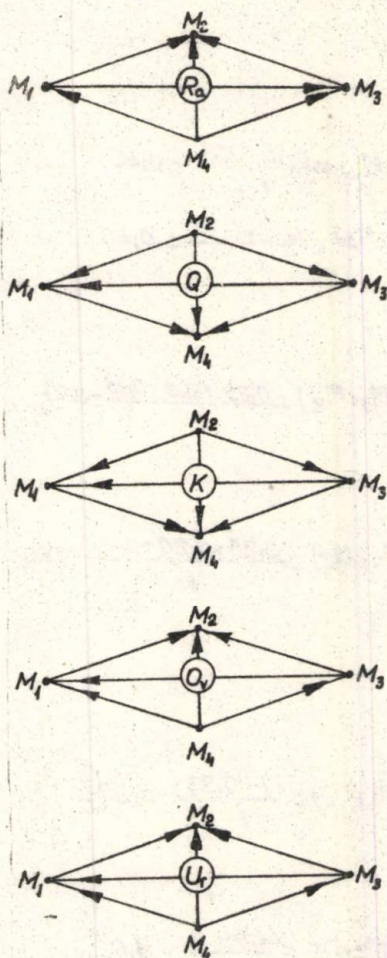


Fig.1

Tabelul 3

x_j	R_a	Q	K	Q_v	U_r
k_j	0,25	0,15	0,25	0,20	0,15

relației (2) și a datelor din tabelul 3 se determină indicatorii de discordanță :

$$C(M_1, M_2) = \frac{0,25+0,20+0,15}{1} = 0,60 ;$$

$$C(M_1, M_3) = \frac{0,25}{1} = 0,25 ;$$

$$C(M_1, M_4) = \frac{0,15+0,25}{1} = 0,40 ;$$

$$C(M_2, M_1) = \frac{0,15+0,25}{1} = 0,40 ;$$

$$C(M_2, M_3) = \frac{0,15+0,25}{1} = 0,40 ;$$

$$C(M_2, M_4) = \frac{0,15+0,25}{1} = 0,40 ;$$

$$C(M_3, M_1) = \frac{0,15+0,20+0,15+0,25}{1} = 0,75 ; C(M_3, M_2) = \frac{0,25+0,20+0,15}{1} = 0,60 ;$$

$$C(M_3, M_4) = \frac{0,15+0,25}{1} = 0,40 ;$$

$$C(M_4, M_1) = \frac{0,25+0,20+0,15}{1} = 0,60 ;$$

$$C(M_4, M_2) = \frac{0,25+0,20+0,15}{1} = 0,60 ;$$

$$C(M_4, M_3) = \frac{0,25+0,20+0,15}{1} = 0,60 ;$$

$$d(M_1, M_2) = \frac{1-0,2}{1} = 0,8 ;$$

$$d(M_1, M_3) = \frac{0,6-0,2}{1} = 0,4 ;$$

$$d(M_1, M_4) = \frac{1-0,33}{1} = 0,67 ;$$

$$d(M_2, M_1) = \frac{0,67-0}{1} = 0,67 ;$$

$$d(M_2, M_3) = \frac{0,75-0}{1} = 0,75 ;$$

$$d(M_2, M_4) = \frac{1,0-0}{1} = 1,0 ;$$

$$d(M_3, M_1) = \frac{0,67-0,33}{1} = 0,34 ;$$

$$d(M_3, M_2) = \frac{1,0-0,6}{1} = 0,4 ;$$

$$d(M_3, M_4) = \frac{1,0-0,33}{1} = 0,67 ;$$

$$d(M_4, M_1) = \frac{0,25-0}{1} = 0,25 ;$$

$$d(M_4, M_2) = \frac{1,0-0,0}{1} = 1,0 ;$$

$$d(M_4, M_3) = \frac{0,60-0,0}{1} = 0,60 .$$

Înainte de a trece la utilizarea propriu-zisă a indicatorilor de concordanță-discordanță, se introduce în mulțimea M o relație de surclasare definită astfel :

O variantă M_i surclasează o variantă M_k , dacă $C(M_i, M_k) \geq p$ și $d(M_i, M_k) \leq q$, unde „ p ” și „ q ” sînt două valori prag, alese de decident și cuprinse între 0 și 1, valoarea lui „ p ” fiind apropiată de 1, iar a lui „ q ” de zero.

Astfel, pentru fiecare pereche de valori (p, q) se poate construi un graf $G(p, q) = [M, U(p, q)]$ care exprimă relații de surclasare introduse de valorile prag respective.

Din definiția grafului $G(p, q)$, rezultă că dacă $p \leq p'$ și $q \geq q'$, atunci $G(p', q')$ este un subgraf parțial al lui $G(p, q)$. Cu alte cuvinte, micșorînd pragul de concordanță p și mărinđ pragul de discordanță q , se introduce în graful $G(p, q)$ legături noi.

Pentru a înlesni construirea grafelor $G(p', q')$ se grupează indicatorii de concordanță-discordanță sub o formă concentrată, tabelul 4, asigurînd astfel o comparare rapidă a valorilor acestor indicatori cu valorile adoptate pentru pragurile „ p ” și „ q ”.

Tabelul 4

M_i	M_1		M_2		M_3		M_4	
	c	d	c	d	c	d	c	d
M_1	—	—	0,60	0,8	0,25	0,4	0,40	0,67
M_2	0,40	0,67	—	—	0,40	0,75	0,40	1,0
M_3	0,75	0,34	0,60	0,4	—	—	0,40	0,67
M_4	0,60	0,25	0,60	1,0	0,60	0,60	—	—

Pentru valorile $p = 1$ și $q = 0$ se observă că nu există nici o legătură în graf. Coborîm pretențiile : $p = 0,75$; $q = 0,35$.

Din tabelul 4 se deduc legăturile ce există și astfel se trasează graful din figura 2,a.

Scăzînd succesiv pretențiile apar din ce în ce mai multe legături de surclasare între variantele M_i cercetate, așa după cum se poate observa din figurile 2,b și 2,c. În momentul în care se adoptă $p = 0,6$ și $q = 1$, graful aferent, fig. 2,d., acestor praguri scoate în evidență superioritatea obiectivului (materialului) M_4 în raport cu toate celelalte obiective, materiale, pe care le

surcolasează. Rezultă deci că materialul cu cea mai bună prelucrare-

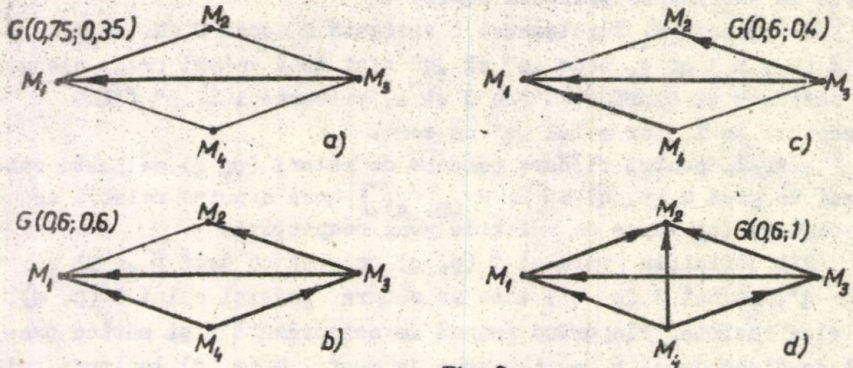


Fig. 2

bilitate prin aşchiere este M_4 .

3. Concluzii

Prezenta metodă oferă posibilitatea luării unor decizii importante în cazul elaborării de noi materiale care urmează a fi selectate din punct de vedere al prelucrabilității prin aşchiere.

Precizia cu care se determină materialul optim va depinde de veridicitatea și numărul criteriilor x_j adoptate precum și de competența cu care sînt stabilite de decident valorile indicatorilor de concordanță, k_j .

Dezvoltînd datele din prezenta lucrare, pe baza metodei „Electre”, se poate stabili și o ierarhizare a prelucrabilității tuturor materialelor, M_i , cercetate. Astfel, din analiza grafului din figura 2.d., rezultă :

- materialul M_4 are cea mai bună prelucrabilitate ;
- materialul M_3 are o prelucrabilitate acceptabilă ;
- materialul M_1 și M_2 sînt foarte greu prelucrabile.

BIBLIOGRAFIE

- [1] PICOS, C., ș.a. Prelucrabilitatea prin aşchiere a fontelor și oțelurilor. Inst. Politehnic Iași, 1975.
- [2] SECARA, GH. Comportarea sculelor abrazive la rectificarea rotundă exterioară cu forță reglată. Teză de doctorat, Braşov, 1968.
- [3] TACHE, V., BRAGARU, A. Dispozitive pentru maşini-unelte. Proiectarea schemelor de orientare și fixare a semifabricatelor. Editura tehnică, Bucureşti, 1976.
- [4] VIEREGGE, G. Zerspanung der Eisenwerkstoffe. Verlag Stahleisen, M.B.H., Düsseldorf, Verlag, 1970.
- [5] VRANCEANU GH., MITITELU, ST. Probleme de cercetare operațională. Editura tehnică, Bucureşti, 1978.

ANALIZA PRELUCRABILITĂȚII PRIN ASCHIERE PE BAZA
METODEI „ELECTRE”

Rezumat

În lucrarea de față se dezvoltă o metodologie de apreciere globală, polivalentă a prelucrabilității materialelor, utilizând metoda Electre. Pentru exemplificarea tratării teoretice se indică și un caz concret de abordare a rectificabilității unor oțeluri, utilizând metoda de prelucrare cu efort constant de aschierare.

DIE ANALYSE DER SPANUNGSVERARBEITUNG AUF GRUND
DER METHODE "ELECTRE"

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird ein Verfahren dargestellt das uns erlaubt eine globale und mehrwertige Beurteilung der Zerspanbarkeit des Werkstoffes festzulegen auf Grund der Methode "Electre". Um die theoretischen Grundlagen zu exemplifizieren wird ein konkretes Beispiel des Schleifens von verschiedenen Stahlarten dargestellt, in dem eine Verarbeitungsmethode mit konstanter Spankraft verwendet wird.

INFLUENȚA PARAMETRILOR REGIMULUI DE AȘCHIERE ASUPRA
PRECIZIEI DE PRELUCRARE DATORITA TENSIUNILOR
REMANENTE

Ing. Constantin Buzatu, șef lucrări la Universitatea Brașov.

Un factor deosebit de important, care are o influență destul de mare asupra preciziei de prelucrare și care nu poate fi neglijat la proiectarea proceselor tehnologice îl constituie deformările piesei din cauza tensiunilor interne.

Tensiunile interne apar atât în procesul de obținere a semifabricatelor, cât și în urma prelucrării prin așchiere, din cauza ecruisării suprafeței prelucrate, îndeosebi la prelucrările de degroșare, precum și datorită încălzirii piesei.

Asupra mărimii deformărilor piesei provocate de tensiunile interne o influență considerabilă o are parametrii regimului de așchiere.

Pentru a determina o expresie analitică a deformărilor piesei datorită tensiunilor interne ne folosim de relația de calcul a eforturilor unitare determinată în lucrările [1], [2]:

$$\sigma_t = \frac{l \alpha \Delta t}{\frac{l}{E} + \frac{S}{J_r}}, \quad (1)$$

- în care
- l reprezintă lungimea piesei prelucrate, în [mm];
 - α - coeficientul de alungire termică liniară;
 - Δt - diferența dintre temperatura finală și inițială a piesei prelucrate, în [°C];
 - E - modulul de elasticitate al materialului prelucrat;
 - S - suprafața secțiunii transversale a piesei prelucrate, în [mm²];
 - J_r - rigiditatea sistemului de prindere a piesei, în [daN/mm].

Relația (1) se mai poate scrie și sub forma:

$$Q_t = \frac{l \alpha E j_r \cdot \Delta t}{l j_r + E S} \quad (2)$$

Ținând cont că variația temperaturii piesei prelucrate Δt se poate calcula cu relația:

$$\Delta t = \frac{Q_p}{c \rho V}, \quad (3)$$

în care Q_p reprezintă cantitatea de căldură preluată de piesă din procesul de așchiere determinată după următoarea relație:

$$Q_p = C_1 \cdot Q_{tot}, \quad (4)$$

unde Q_{tot} este cantitatea de căldură care ia naștere în procesul de așchiere:

$$Q_{tot} = F_z \cdot v \cdot \tau_{bm}, \quad (5)$$

C_1 - coeficient care ține cont de variația bilanțului termic (în piesă, așchie, sculă) funcție de viteza de așchiere [3];

c - capacitatea calorică specifică, în $[J/kg \cdot grad]$;

ρ - densitatea materialului piesei, în $[kg/m^3]$;

V - volumul piesei, în $[m^3]$,

iar parametrii: F_z (forța principală de așchiere), v (viteza de așchiere), τ_{bm} (timpul de bază de mașină), V , S calculați după următoarele relații:

$$F_z = C_{F_z} \cdot t^{x_{F_z}} \cdot S^{y_{F_z}} \cdot HB^{n_1}, \quad (6)$$

$$v = \frac{C_v}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot S^{y_v} \left(\frac{HB}{200} \right)^{n_1}}, \quad (7)$$

$$\tau_{bm} = \frac{l}{n \cdot S}; \quad V = \frac{\pi d^2 l}{4}; \quad S = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (8)$$

relația (2) se poate scrie după transformări sub forma:

$$\sigma_t = \frac{200^{n_1} \cdot 16 \cdot l \cdot E \cdot j_r \cdot C_1 \cdot C_v \cdot C_{Fz}}{(4l j_r + \pi d^2 E) \pi c g d T^m} \cdot t^{x_{Fz} - x_v} \cdot s^{y_{Fz} - 1 - y_v} \quad (9)$$

Săgeata de încovoiere a piesei datorită eforturilor unitare σ_t se calculează cu relația [2]:

$$f = \pm \frac{d l^2 h \sigma_t}{8 E W_z} \quad (10)$$

în care h este adîncimea stratului ecruiat, în mm.

Ținînd cont că:

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32}, \quad (11)$$

înlocuind relațiile (9) și (11) în relația (10) se obține:

$$f = \pm \frac{64 \cdot 200^{n_1} l^3 h j_r C_1 C_v C_{Fz}}{\pi^2 d^3 c g T^m (4l j_r + \pi d^2 E)} \cdot t^{x_{Fz} - x_v} \cdot s^{y_{Fz} - y_v - 1} \quad (12)$$

Influența parametrilor regimului de așchiere asupra deformăției f cînd acesta este îngrădit de sculă se determină după cum urmează:

Pentru a se micșora f se pot micșora atât adîncimea de așchiere t cît și avansul s .

Dacă adîncimea de așchiere t se micșorează de „a” ori, atunci rezultă după înlocuirea lui t din relația (12) cu mărimea at, raportul:

$$\frac{f(at)}{f(t)} = a^{x_{Fz} - x_v} \quad (13)$$

Intrucît a este un număr întreg, iar $x_{Fz} > x_v$ [2], rezultă că odată cu micșorarea adîncimii de așchiere de a ori, deformăția f se micșorează de $a^{x_{Fz} - x_v}$ ori.

Dacă avansul se micșorează de „a” ori, efectuînd aceleași calcule ca mai sus rezultă:

$$\frac{f(as)}{f(s)} = a^{y_{Fz} - y_v - 1} \quad (14)$$

Deoarece $y_{Fz} \leq 1$ [2], rezultă că o dată cu micșorarea avansului de a ori, deformăția f se micșorează de $a^{y_{Fz} - 1 - y_v}$ ori.

Pentru a vedea și influența vitezei de așchiere asupra deformăției f , se mărește turația n de a ori pe seama micșorării adâncimii de așchiere de la t la t_a , sau a avansului s de la s la s_a .

După aceeași metodică de mai sus se obține:

$$\frac{f(an)}{f(n)} = \frac{1}{a} \left(\frac{t_a}{t} \right)^{X_{Fz} - X_v}, \quad (15)$$

respectiv:

$$\frac{f(an)}{f(n)} = \frac{1}{a} \left(\frac{s_a}{s} \right)^{Y_{Fz} - Y_v - 1} \quad (16)$$

Din relațiile (15) și (16) se observă că o dată cu mărirea vitezei de așchiere de a ori și micșorarea adâncimii de așchiere t sau avansului s în mod corespunzător, deformăția f se micșorează de $\frac{1}{a} \left(\frac{t_a}{t} \right)^{X_{Fz} - X_v}$ ori, respectiv $\frac{1}{a} \left(\frac{s_a}{s} \right)^{Y_{Fz} - Y_v - 1}$ ori.

În concluzie, funcție de valorile coeficienților X_{Fz} , X_v și Y_v , Y_{Fz} pentru diferite condiții de așchiere se poate preciza ponderea fiecărui parametru al regimului de așchiere asupra măririi deformăției f datorită tensiunilor interne (superficiale, remanente) apărute în urma prelucrării prin așchiere.

Bibliografie

- [1] KOLIV, K.S. Probleme privitoare la precizia așchierii metalelor. București, IDT, 1964.
- [2] DRAGHICI, G. Bazele teoretice ale proiectării proceselor tehnologice în construcția de mașini. Ed. tehnică, București, 1971.
- [3] SOKOLOVSKI, A.P. Bazele științifice ale tehnologiei construcției de mașini, vol. II. București, IDT, 1955.

INFLUENȚA PARAMETRILOR REGIMULUI DE AȘCHIERE ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE DATORITA TENSIUNILOR REMANENTE

Rezumat

În lucrare se determină o relație de calcul a deformăției piesei ca urmare a tensiunilor remanente, funcție de parametrii regimului de așchiere și caracteristicile dimensionale și de prelucrării ale acesteia.

THE INFLUENCE OF THE CUTTING PARAMETERS ON THE PRECISION OF MANUFACTURING DUE TO REMANENT TENSILES

Summary

In this work it is determined an analytical relation of the piece deformation as a result of the remanent tensiles depending on cutting parameters, dimensions and some other parameters.

DETERMINAREA FRECVENTELOR PROPRII ALE BURGHIELOR
CU UN TAIS LA EXECUTAREA GAURILOR CU $L < 10 D$

Sef de lucrări ing. I. Tănăsescu, Universitatea din Braşov.

1. Cauzele oscilaţiilor proprii la burghierea adâncă

Oscilaţiile libere şi forţate ale maşinilor unelte, pot fi evitate, de regulă, prin izolarea sursei perturbatoare sau a maşinii unelte. Oscilaţiile proprii sînt mai greu de controlat întrucît sînt cauzate chiar de procesul de aşchiere prin burghiere.

Cauza cea mai frecventă a oscilaţiilor proprii la prelucrarea prin aşchiere este efectul variaţiei grosimii de aşchiere. Scula aşchiază în condiţiile existenţei unor urme ale vibraţiilor produse chiar de aceasta în trecerea anterioară. Alte cauze ale oscilaţiilor proprii provin din formarea tăigurilor aplicate, a aşchiilor lamelare şi a schimbării unghiurilor cinematice de aşchiere, la deformarea periodică a sculei.

Burghiile pentru găuri adînci oferă, în comparaţie cu celelalte părţi ale sistemului maşină unealtă-piesă-sculă, o rigiditate statică şi dinamică foarte mică. Cu suficientă precizie se poate considera că numai scula este deformabilă, iar maşina unealtă şi elementele acesteia sînt rigide. Burghiul se va considera, în această situaţie, drept o bară încastrată la un capăt şi rezemat articulat la celălalt capăt - fig. 1. În această ipoteză bara poate avea oscilaţii proprii de încovoiere (transversale), de răsucire (torsionale) şi axiale (longitudinale).

2. Oscilaţiile proprii de încovoiere ale burghiilor cu un tăig

Se consideră burghiul ca în fig. 1. Pentru o bară solicitată la încovoiere de o sarcină distribuită q , se poate scrie ecuaţia diferenţială [1]:

$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} = -q. \quad (1)$$

Sarcina distribuită q în acest caz va fi forţa de inerţie pe

unitatea de lungime astfel ca:

$$Q = \rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}; EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} = -\rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}; \quad (2)$$

unde ρ este masa unității de volum, A aria secțiunii barei.

Se obține ecuația cu derivate parțiale:

$$\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \frac{\rho A}{EI} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0. \quad (3)$$

Acceptând soluția ecuației ca produs a două funcții, una numai de x și alta numai de t

$$v = X(x)T(t) = X \sin pt, \quad (4)$$

derivatele parțiale ale soluției (4), introduse în ecuația (3), conduc la ecuația:

$$X^{IV} - \alpha^4 X = 0, \quad (5)$$

în care $\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} = X^{IV} \sin pt$; $\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = -p^2 \sin pt$; $\alpha^4 = \frac{\rho A p^2}{EI}$.

Această ecuație are integrala de forma:

$$X = A \sin \alpha x + B \cos \alpha x + C \operatorname{sh} \alpha x + D \operatorname{ch} \alpha x, \quad (6)$$

constantelor A, B, C, D determinându-se cu ajutorul condițiilor pe reazeme. Astfel,

-la un reazem simplu, săgeata v și momentul încovoietor (proporțional cu $\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}$) sînt nule deci $I=0$; $I''=0$;

-la un reazem încastrat săgeata și unghiul sînt nule, deci $I=0$; $I'=0$.

Punînd condițiile pe reazeme; $X(0)=0$; $X'(0)=0$ și $X(L)=0$; $X''(L)=0$ rezultă sistemul de ecuații:

$$\begin{aligned} B + D &= 0; \\ A + C &= 0; \\ A \sin \alpha L + B \cos \alpha L + C \operatorname{sh} \alpha L + D \operatorname{ch} \alpha L &= 0; \\ -A \sin \alpha L - B \cos \alpha L + C \operatorname{sh} \alpha L + D \operatorname{ch} \alpha L &= 0. \end{aligned} \quad (7)$$

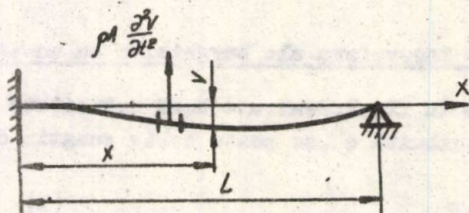


Fig. 1. Schemă pentru calculul vibrațiilor proprii de încovoiere.

Din primele două ecuații ale sistemului (7) se deduce;

$$B = -D; A = -C; \frac{B}{A} = \frac{D}{C}; \quad (8)$$

iar din următoarele prin însumare respectiv scădere

$$2C \operatorname{sh} \alpha L + 2D \operatorname{ch} \alpha L = 0;$$

$$2A \sin \alpha L + 2B \cos \alpha L = 0;$$

$$\text{sau} \quad \frac{\text{sh}\alpha L}{\text{ch}\alpha L} = -\frac{D}{C} ; \quad \frac{\sin\alpha L}{\cos\alpha L} = -\frac{B}{A} \quad (9)$$

Considerind relațiile (8) și (9) rezultă egalitatea

$$\frac{\text{sh}\alpha L}{\text{ch}\alpha L} = \frac{\sin\alpha L}{\cos\alpha L} \quad \text{sau} \quad \text{tgh}\alpha L = \text{tg}\alpha L, \quad (10)$$

a cărei soluție trigonometrică

$$\alpha L = n\pi, \text{ respectiv } \alpha = \frac{n\pi}{L}; \quad (11)$$

introdusă în relația (5) permite calcularea pulsațiilor proprii

$$p = \frac{n^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} ; \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (12)$$

Relația (12) este adevărată pentru burghiile cu evacuare interioară a așchilor-BTA-unde $I_x = I_y$.

Pentru burghiile cu evacuare exterioară a așchilor la care $I_x \neq I_y$, pulsația proprie se va afla în intervalul $p_1 = f_1(I_x)$ și $p_2 = f_2(I_y)$.

După [2] efectul rigidității diferite a secțiunii barei (burghinului) conduce la apariția unei turații critice secundare n_{cr} :

$$p_{cr} = \omega_{cr} = \frac{p_1 p_2}{\sqrt{2(p_1^2 + p_2^2)}} ; \quad n_{cr} = \frac{30\omega_{cr}}{\pi} \quad (13)$$

Efectul forței axiale statice asupra pulsațiilor de încovoiere poate fi apreciat prin relația [2]:

$$\omega_n = \omega_{cr} \sqrt{1 - \frac{P_0}{P_{n_{cr}}}}$$

unde ω_n este pulsația proprie de ordinul n cu considerarea forței axiale statice P_0 ; ω_{cr} -pulsația proprie de ordinul n fără considerarea forței axiale; $P_{n_{cr}}$ -mărimea forței critice de flambaj.

La burghie speciale pentru găuri adânci, la care $L/D \leq 10$, $P_{n_{cr}} \gg P_0$, astfel că raportul $P_0/P_{n_{cr}}$ tinde către zero și deci:

$$\omega_n \cong \omega_{cr} = p_{cr} = \frac{n^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} ; \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (14)$$

pentru burghie cu evacuare interioară a așchilor și

$$\omega_n \cong \omega_{cr} = \frac{p_1 p_2}{\sqrt{2(p_1^2 + p_2^2)}} ; \quad p_1 = \frac{n^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI_x}{\rho A}} ; \quad p_2 = \frac{n^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI_y}{\rho A}} ; \quad n_{cr} = \frac{30}{\pi} \omega_{cr}, \quad (15)$$

pentru burghie cu evacuare exterioară a așchilor.

Considerind în relațiile (14) și (15) pentru: $n=1$, $L=20$; $E=2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$; $\rho=0,00785 \text{ kg/cm}^2$; $I_x=0,0168 \text{ m}^4$ și $I_y=0,0114 \text{ m}^4$, pentru burghie cu evacuare exterioară a așchilor, respectiv $I_x=I_y=0,0245 \text{ m}^4$, pentru burghie cu evacuare interioară a așchilor, după [3] se obțin turațiile critice;

$$n_{cr} = \frac{2,32859 \cdot 10^5}{n^2} [\text{rot/min}] \text{ respectiv } n_{cr} = \frac{3,98014 \cdot 10^5}{n^2} [\text{rot/min}]. \quad (16)$$

3. Vibrațiile de torsiune ale burghiilor cu un tăig

Fenomenul de rezonanță se produce și atunci când frecvența oscilațiilor momentului de torsiune (în acest caz momentul de așchiere) coincide cu frecvența proprie a burghiului.

Sub acțiunea momentului de torsiune M_m burghiul se răsuște cu unghiul φ . La înțetarea acțiunii momentului exterior M_m , intervine cuplul de sens contrar datorat forțelor elastice - fig. 2.

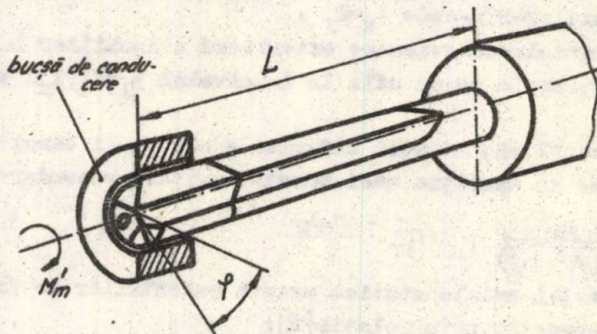


Fig. 2. Schemă pentru calculul vibrațiilor proprii de răsucire (torsionale).

Ecuatia diferențială a mișcării oscilante [2] va fi:

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -M_m, \quad (17)$$

unde J este momentul de inerție masic al burghiului.

Dacă considerăm $\varphi = \frac{M_m L}{GJ}$, respectiv $c' = \frac{GJ}{L}$, unde: c' este rigiditatea burghiului la torsiune, G -modulul de elasticitate transversal, în ecuația (17) se va obține:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{c'}{J} \varphi = 0. \quad (18)$$

Soluția ecuației diferențiale (18) este de forma :

$$\varphi = A \cos \sqrt{\frac{c'}{J}} t + B \sin \sqrt{\frac{c'}{J}} t. \quad (19)$$

Pentru condițiile de limită și anume: $t=0, \varphi = \varphi_0$ și $t=0, \varphi' = 0$ rezultă $A = \varphi_0$ și $B=0$ și deci soluția

$$\varphi = \varphi_0 \cos \sqrt{\frac{c'}{J}} t = \varphi_0 \cos \sqrt{\frac{GJ}{LJ}} t. \quad (20)$$

Relația (20) reprezintă ecuația unei mișcări armonice, unde $\sqrt{\frac{C'}{J}} = \sqrt{\frac{6I_p}{LJ}}$ este tocmai pulsația proprie, deci chiar viteza unghiulară critică;

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{6I_p}{LJ}} \quad (21)$$

Considerând $J = M i^2$, unde M este masa burghiului, i raza de inerție și $i = \sqrt{\frac{I_p}{A}}$, se poate determina turația critică

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \omega_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{6I_p}{LJ}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{6I_p A}{L I M}} = \frac{30}{\pi L} \sqrt{\frac{6I_p}{\rho I_x(y)}} \quad (22)$$

Pentru burghie cu evacuare interioară a aghiilor-BTA-considerând $G = 8,1 \cdot 10^5$ daN/cm², $I_x = I_y = I$ și $I_p = 2I$ rezultă:

$$n_{cr} = \frac{1,3718 \cdot 10^5}{mD} [\text{rot/min}] \quad (23)$$

Rigiditățile diferite ale secțiunii burghiului cu un tăiș cu evacuare exterioară a aghiilor conduce la apariția unei turații critice secundare [2];

$$\omega_{crs} = \frac{\omega_1 \omega_2}{\sqrt{2(\omega_1^2 + \omega_2^2)}} ; n_{crs} = \frac{30}{\pi} \omega_{crs} \quad (24)$$

unde $\omega_1 = \frac{1}{L} \sqrt{\frac{6I_p}{I_x \rho}}$; $\omega_2 = \frac{1}{L} \sqrt{\frac{6I_p}{I_y \rho}}$; $n_{crs} = \frac{30}{\pi L} \sqrt{\frac{6}{2\rho}}$ respectiv

$$n_{crs} = \frac{0,68590 \cdot 10^5}{mD} [\text{rot/min}] \quad (25)$$

4. Vibrații axiale ale burghiului cu un tăiș

După [2] pentru o bară prismatică-in acest caz burghiul-pulsația proprie considerând un capăt al acesteia încastrat și celălalt liber, respectiv simplu rezemat, se calculează cu relația:

$$\rho = \omega_{cr} = \frac{\pi(2n+1)}{2L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (26)$$

Pentru $n=1$; $L=mD$ se poate scrie forma particularizată;

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_{cr} = \frac{7,3601 \cdot 10^5}{mD} [\text{rot/min}] \quad (27)$$

5. Concluzii, Interpretarea rezultatelor obținute

Viteza de așchiere este impusă de materialul de prelucrat iar adâncimea găurii determină lungimea necesară a burghiului.

Dacă viteza corespunzătoare unei turații critice, coincide cu viteza de așchiere prelucrarea se desfășoară defectuos, existând pericolul real ca burghiul să se distrugă. Precizia și ruginitatea suprafeței se înrăutățește.

Pentru evitarea acestei coincidențe se va acționa asupra vitezei de așchiere, dacă este posibil, sau asupra lungimii sculei.

Astfel în tabelul 1 sînt prezentate, concentrat, relațiile de calcul ale turațiilor și vitezelor de așchiere critice pe tipuri de vibrații, respectiv pentru burghiul cu un tăig și burghiul cu evacuare interioară a așchiilor în sistem BTA.

Tabelul 1. Turații și viteze critice la burghie cu un tăig.

Tipul de vibrații	Burghiu cu un tăiș		Burghiu în sistem BTA	
	Turația critică [rot/min]	Viteza critică [m/min]	Turația critică	Viteza de așchiere critică
Vibrații de încovoiere	$n_{cr} = \frac{2,32859 \cdot 10^5}{m^2 D}$	$V_{ac_{cr}} = \frac{7,315 \cdot 10^3}{m^2}$	$n_{cr} = \frac{3,98014 \cdot 10^5}{m^2 D}$	$V_{ac_{cr}} = \frac{12,503 \cdot 10^3}{m^2}$
Vibrații torsionale	$n_{cr} = \frac{0,68590 \cdot 10^5}{m D}$	$V_{ac_{cr}} = \frac{2,154 \cdot 10^3}{m}$	$n_{cr} = \frac{1,37180 \cdot 10^5}{m D}$	$V_{ac_{cr}} = \frac{4,309 \cdot 10^3}{m}$
Vibrații axiale	$n_{cr} = \frac{7,36010 \cdot 10^5}{m D}$		$V_{ac_{cr}} = \frac{23,122 \cdot 10^3}{m}$	
Obs: D în cm				

În fig.3 este redată dependența vitezei critice de așchiere față de raportul $m=L/D$. Astfel, la prelucrarea unui oțel cu $\sigma_t = 60...90 \text{ daN/mm}^2$, cu un burghiu cu un tăig și evacuare exterioară a așchiilor, viteza de așchiere recomandată [4] este $V_{ac} = 80 \text{ m/min}$. Din fig.3 rezultă că pînă la $m \approx 9$ prelucrarea se desfășoară în afara tuturor frecvențelor proprii ale burghiului. Pentru $m \approx 9,5$ însă, burghiul începe să vibreze (prima frecvență de încovoiere). La un burghiu în sistem BTA acest fenomen se produce numai la $m \approx 12,3$.

La prelucrarea găurilor cu $L < 10D$ pericolul apariției vibrațiilor torsionale este redus. Acestea - v.fig.3 - nu apar la prelucrarea oțelurilor și a fontei unde vitezele de așchiere sînt mai mici de 180 m/min . Excepție face prelucrarea aluminiului unde pot apărea vibrații atât de încovoiere cît și de torsune.

A doua frecvență de încovoiere în domeniul $L < 10D$ nu este atinsă.

Trebuie remarcat însă că la lungimi ale burghiului $L > 10D$ devin primejdioase vibrațiile torsionale din prima frecvență și cele de încovoiere de frecvența a doua ($n=2$).

Prelucrarea găurilor în situația $V_{ac} \approx V_{cr}$ se poate efectua utilizînd amortizare de vibrații. În domeniul $L < 10D$ se consideră că acestea nu sînt încă justificate din punct de vedere economic.

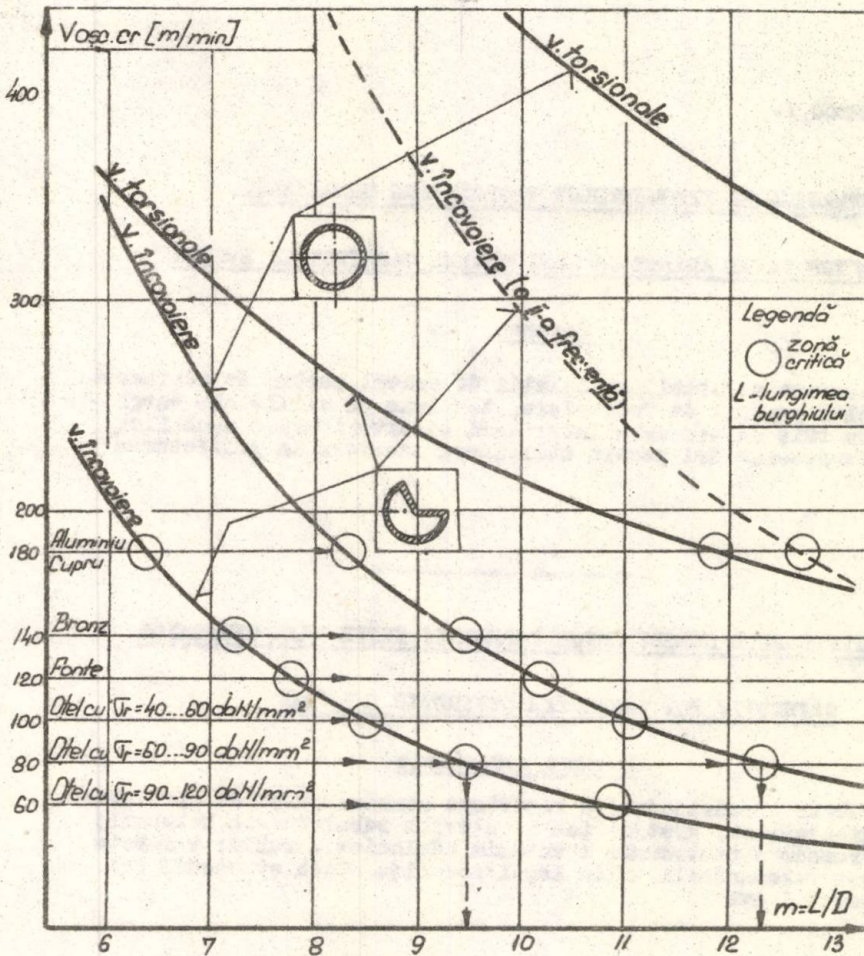


Fig. 3. Viteza de aşchiere critică.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Buzdugan, Gh. Rezistența materialelor. Editura didactică și pedagogică, București, 1964 și 1980.
- [2] x x x Manualul inginerului mecanic. Materiale, rezistența materialelor, stabilitate elastică, vibrații. București, Editura tehnică, 1974.
- [3] Tănăsescu, I. Rezistența la solicitări compuse și flambaj a burghiilor speciale pentru găuri adânci, cu aşchiere continuă și evacuare exterioară a aşchiilor. Sesiunea IUG Progresul Brăila, 1977.
- [4] x x x SIG. Percușes de treus profund. Catalog Wf. 35.118.

TANASESCU, I.

DETERMINAREA FRECVENTELOR PROPRII ALE BURGHIELOR

PENTRU GAURI ADINCI LA PRELUCRAREA GAURILOR CU $L < 10D$

Rezumat

În lucrare se stabilesc relații de calcul pentru determinarea frecvențelor proprii de încevoiere, torsiune și axiale ale burghi-
elor cu un tăiș cu evacuare interioară și exterioară a așchiilor,
făcându-se recomandări pentru utilizarea acestora la proiectarea
burghiilor.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ СВЕРЛ ДЛИНА ГЛУБОКИХ

ОТВЕРСТИЙ ПРИ ОБРАБОТКЕ ОТВЕРСТИЙ С $L < 10D$

Kratke soderžanie

В работе определяются расчётные соотношения вида опреде-
ления изгибающих, крутящих и осевых собственных колебаний
сверл с резцом с внутренним и внешним удалением стружки; в работе
даются рекомендации вида испол'зования этих соотношений при
проектировании сверл.

METODA PENTRU APRECIEREA RIGIDITATII MASINILOR DE DANTURAT

Dr.ing. Al. Vaida, profesor la Universitatea din Braşov ;
Ing. Gh. Bejinaru, asistent la Universitatea din Braşov.

În general noţiunea de rigiditate dinamică a unei maşini unelte, presupune analizarea următorilor parametrii :

1. verificarea menţinerii cotei reglate în condiţii de lucru ale maşinii ;
2. măsurarea nivelului şi frecvenţei vibraţiilor ;
3. condiţiile de stabilitate dinamică.

În cazul analizării rigidităţii dinamice a maşinilor de danturat, primul parametru se pune în evidenţă uşor prin ataşarea la maşina unealtă a unui sistem de coordonate tridimensional OXYZ cu originea situată în centrul mesei maşinii unelte. Faţă de acest sistem, cota reglată reprezintă în direcţie radială, distanţa dintre axele sculei şi semifabricatului, definind în acest mod poziţia în lucru a cremalierei de referinţă.

Este cunoscut că în timpul danturării, în sistemul elastic MUDPS apar deformaţii elastice ca rezultat al acţiunii unei game largi de factori perturbatori. În cadrul lor un rol important revine forţelor de aşchiere despre care se ştie, din practica exploatarei maşinilor unelte că efectiv nu se poate realiza ca acţiunea acestora să nu producă preluări de jocuri şi deformări elastice, şi deci implicit modificarea poziţiei reglate a cremalierei de referinţă. Această modificare, raportată la axele sistemului de referinţă tridimensional OXYZ influenţează parametrii dimensionali ai roţii prelucrate, variaţia cotei reglate, afectînd în primul rînd cota peste n dinţi.

În practica producerii şi exploatarei maşinilor unelte de danturat există la ora actuală standarde care dau posibilitatea testării preciziei geometrice, cinematice şi în lucru a acestor maşini. În ceea ce priveşte verificarea preciziei în lucru a maşinii unel-

te, trebuie făcută precizarea că regimurile de aşchiere utilizate în acest scop, recomandate de respectivele standarde, pentru prelucrarea roţilor de probă, rămân la alegerea producătorului, sau în domeniul regimurilor de finisare.

Este cunoscut că la ora actuală în practica exploatării maşinilor unelte se impune în mod deosebit studiul relaţiei productivitate - precizie de prelucrare, analiză care implică şi regimurile de aşchiere utilizate la prelucrări.

Alegerea unor regimuri de aşchiere competitive, în condiţiile realizării unei anumite clase de precizie la piesa prelucrată, impune în cazul unei producţii de roţi dinţate de serie mare sau masă, analizarea rigidităţii dinamice a maşinilor unelte de danturat, şi în primul rând a menţinerii cotei reglate, în condiţii de lucru impuse.

Plecând de la influenţa directă pe care o exercită menţinerea distanţei reglate între axele sculei şi semifabricatului, asupra cotei peste n dinţi, se propune următoarea metodă pentru aprecierea rigidităţii maşinilor de danturat :

1. Se aleg condiţiile de lucru în care se realizează danturarea în funcţie de regimurile de lucru urmărite (degroşări sau finisări) şi de influenţa exercitată de factorii tehnologici asupra indicilor de precizie ai roţii dinţate prelucrate. Condiţiile de lucru se trec în tabelul nr. 1.
2. Se reglează maşina unealtă pentru realizarea cotei de lucru.
3. Se prelucrează dantură în condiţiile impuse de primul punct.
4. Se aduce scula în poziţia iniţială, păstrându-se cota reglată.

Se impune o atenţie deosebită la realizarea acestei faze. Se recomandă utilizarea ciclurilor de lucru manuale ale maşinilor unelte şi utilizarea de ceasuri comparatoare cu precizia de măsurare de $0,001$ mm.

5. Se fac măsurători asupra cotei peste n dinţi, avându-se grijă ca dinţii peste care se fac măsurătorile să fie marcaţi. În cursul acestei faze se lasă maşina să se răcească.

6. Se realizează o nouă prelucrare, în condiţiile de lucru în care s-a făcut prima prelucrare.

7. Se fac din nou măsurători asupra cotei peste n dinţi. Se vor utiliza în acest scop dinţii marcaţi de la prima măsurătoare.

Rezultatele de la punctele 5 şi 7 se trec în tabelul nr. 1.

Interpretarea rezultatelor se face pe baza statisticii mate-

Tabelul 1

Nr. crt.	Sculă		Roata de probă			Regim aşchiere		Cota peste n dinţi				Δr
	Z_s	Mate- rial	Z_p	Mate- rial	Durî- tate			Punctul 5	L_n medr	Punctul 7	L_n medt	
1												
2												
3												
n												

matice, şi anume după legea de distribuţie normală, ca urmare a faptului ştiut [1, 2] că în producţia de serie şi masă intervalul de variaţie al cotei măsurate se apropie ca distribuţie de această lege.

Parametrii caracteristici ai legii de distribuţie normală sînt : (fig. 1) media aritmetică $\bar{X}$ a probei şi abaterea medie pătratică corectată a probei S . În cazul analizării preciziei de lu-

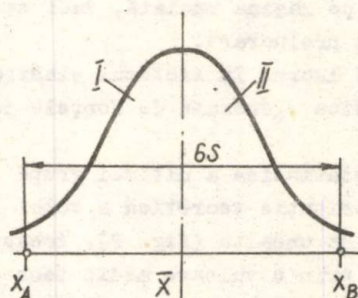


Fig.1

oru a unei maşini unelte aceşti parametri au următoarele semnificaţii : $\bar{X}$ - caracterizează modul în care s-a făcut reglarea sculei şi semifabricatului pe maşina unealtă ; S - defineşte prin aplicarea relaţiilor (1) precizia maşinii unelte, adică domeniul real de împrăştiere al dimensiunilor piesei prelucrate:

$$X_A = \bar{X} - 3S \text{ [mm]} ; \quad (1)$$

$$X_B = \bar{X} + 3S \text{ [mm]}.$$

Analizate din acest punct de vedere, rezultatele primei grupe de măsurători (pct.5) vor indica distribuţia normală reală a cotei peste n dinţi pe care o realizează maşina unealtă (fig. 2). Această distribuţie se va caracteriza prin o valoare medie reală ($L_{n\text{medr}}$) a cotei peste n dinţi, care va include două aspecte şi anume :

- erorile de reglaj apărute la poziţionarea sculei şi semifabricatului pe maşina unealtă;
- deplasarea cremalierii de referinţă ca urmare a deformărilor elastice apărute în sistemul elastic MUDPS în timpul procesului de danturare. Determinarea statistică a valorii medii reale a cotei peste n dinţi, include faptul că în măsurarea cotei L_n in-

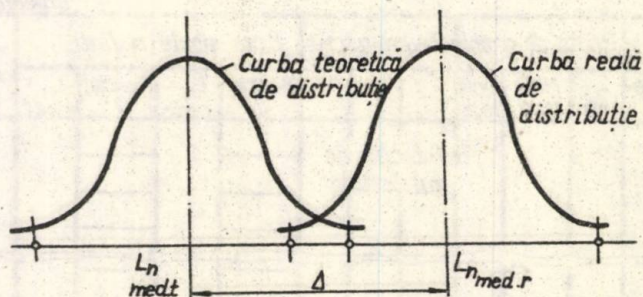


Fig.2

tervin și erorile de pas și profil ale danturii.

Metoda prezentată mai sus permite prin ultima prelucrare (pct. 6) evidențierea deplasării în timpul lucrului a cremalierii de referință. Această prelucrare comparativ cu prima se caracterizează prin următoarele aspecte :

a) Prelucrarea se efectuează în aceleași condiții de reglare și fixare a sculei și semifabricatului pe mașina unelată, deci se păstrează erorile de reglaj de la prima prelucrare;

b) Fiind date aceleași condiții de lucru, în sistemul elastic MUDPS nu vor mai apare deformații elastice generate de forțele de așchiere.

În aceste condiții interpretarea statistică a ultimei grupe de măsurători (pct. 7) va indica o distribuție teoretică a cotei peste n dinți pe care o realizează mașina unelată (fig. 2). Această distribuție se va caracteriza și ea prin o valoare medie teoretică ($L_{n\text{med.t}}$) a cotei peste n dinți, valoare care va respecta relația :

$$L_{n\text{med.t}} < L_{n\text{med.r}} , \quad (2)$$

sau

$$\Delta = L_{n\text{med.r}} - L_{n\text{med.t}} \quad [\text{mm}] . \quad (3)$$

Valoarea „ Δ ” va indica în urma celor prezentate mai sus, deplasarea cremalierii de referință, ca urmare a deformațiilor elastice apărute în sistemul elastic MUDPS, generate de acțiunea forțelor de așchiere. Explicitarea acestei deplasări în direcție radială se obține cu relația :

$$\Delta_r = \frac{\Delta}{2 \sin \alpha_s} \quad [\text{mm}] , \quad (4)$$

unde α_0 - reprezintă unghiul de angrenare.

Prin urmare se realizează analizarea primului parametru amintit la începutul lucrării și anume : verificarea menținerii cotei reglate în condiții de lucru ale mașinii unelte.

Metodica de lucru în vederea prelucrării grupelor de măsurători conform statisticii matematice, determinarea parametrilor $\bar{X}$ și S fiind prezentată pe larg în literatura de specialitate [1, 2] se consideră că nu este necesară prezentarea ei în lucrare.

Metoda prezentată, privind aprecierea rigidității dinamice a mașinilor de danturat a fost utilizată de autori în cadrul cercetărilor experimentale efectuate în scopul ridicării nivelului calitativ al mașinilor de frezat și mortezat roți dințate produse în țara noastră.

Interpretarea rezultatelor obținute a permis identificarea factorilor care au avut pondere hotărâtoare în apariția erorilor la roțile dințate prelucrate.

În acest context se menționează că în prezent se continuă cercetările în scopul măririi preciziei de lucru a mașinilor de mortezat roți dințate lucrând cu cuțite-roată.

Din punct de vedere al posibilităților de aplicare a metodei în producția de roți dințate, de serie mare și masă în vederea optimizării factorilor tehnologici, a relației productivitate - precizie de prelucrare se menționează următoarele aspecte principale legate de utilizarea acestora și anume :

1. Reglarea mașinii unelte și prelucrarea roților de probă sînt accesibile oricărui reglor din secția sau atelierul de prelucrat roți dințate.

2. Efectuarea grupelor de măsurători se realizează ușor cu ajutorul unui micrometru special [3], și care se găsește în dotarea serviciului de control al atelierului sau secției prelucrătoare.

3. Interpretarea rezultatelor din punct de vedere al statisticii matematice nu ridică probleme dificile, metodica de lucru fiind prezentată pe larg în lucrările amintite [1, 2].

BIBLIOGRAFIE

- [1] STAS 7122-65. Statistica matematică.
- [2] LAZARESCU, I. și col. Toleranțe și măsurători tehnice. Editura didactică și pedagogică, București, 1969.
- [3] SAUER, L., și col. Angrenaje. Vol. 2, Editura tehnică, București, 1970.

VAIDA, AL., BEJINARU, GH.

METODA PENTRU APRECIEREA RIGIDITATII MASINILOR DE DANTURAT

Rezumat

În lucrare se prezintă o metodă pentru verificarea menținerii cotei reglate în condiții de lucru ale mașinii. Metoda care se bazează pe analizarea din punct de vedere statistic a cotei peste n dinți, în anumite condiții de prelucrare a roților dințate, este utilă pentru studiul preciziei de lucru a mașinilor de danturat.

MÉTHODE POUR D'APPRÉCIATION DE LA RIGIDITÉ DES MACHINES
À TAILLER LES ENGRENAGES

Resume

Dans l'ouvrage on présente une méthode de vérification du maintien du niveau réglé dans les conditions de travail de la machine. La méthode fondée sur l'analyse du point de vue statistique, du niveau autre n dents, est utile pour l'étude de la précision de travail des machines à tailler les engrenages dans certains conditions d'usinage des engrenages.

CALCULUL CIMPURIILOR DE TOLERANȚA ALE PROFILULUI

CAMELOR DISC UTILIZATE ÎN CONSTRUCȚIA

MĂȘINILOR - UNELTE

Dr.ing. Gh. Boncoi - conferențiar, Facultatea Tehnologie
Construcțiilor de Mașini, Universitatea din Brașov;

Dr.ing. Gh. Boangiu - conferențiar, Facultatea Tehnologie
Construcțiilor de Mașini, Universitatea din Brașov;

Dr.ing. C. Stănescu - conferențiar, Facultatea Tehnologie
Construcțiilor de Mașini, Institutul Politehnic București.

În construcția de mașini unelte și în special în construcția de strunguri automate, camele schimbabile se finisează, de obicei, manual după trasaj iar în ultima vreme prin frezare sau rectificare pe mașini-unelte cu C N. Cotarea acestora în desenul de execuție fig. 1 constă în indicarea razei vectoriale inițiale

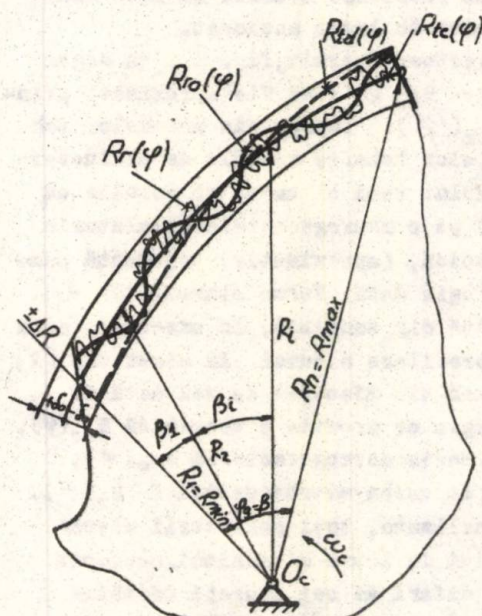


Fig. 1

($R_{\min}$) și a celei finale ($R_{\max}$), uneori toleranța până la $\pm 0,5$ mm (fără să se specifice dacă toleranța este a profilului sau a razei vectoriale) și a unghiului total dintre acestea (β) netolerat. Cotarea unor came disc de precizie ridicată este completată cu câteva raze vectoriale intermediare și cu unghiurile dintre acestea de obicei netolerate. În ambele cazuri se indică șablonul după care urmează să se traseze profilul. Alegerea numărului de raze vectoriale intermediare, a unghiului dintre ele precum și a toleranței lor este tratat

lor este tratat parțial în literatura de specialitate [1] [2].

Trasarea camelor disc se face după șablonul indicat pe desenul de execuție al camei iar finisarea se face, de obicei, manual, în ultima vreme și pe mașini de frezat sau rectificat cu C N. La execuția camei se urmărește, în primul rând, continuitatea macrogeometrică a curbei profilului camei, precizia razelor vectoriale inițială și finală a profilului și a unghiului dintre acestea. De obicei, la execuția și control nu se urmărește precizia legii de profilare a camei. Toleranțele mari de execuție, lipsa unui număr suficient de raze vectoriale intermediare tolerate riguros, precum și a unghiului dintre acestea tolerat riguros în desenul de execuție, execuția manuală după șablonul din atelier sînt o parte dintre cauzele care conduc la modificarea legii de profilare teoretică dorită, datorită erorilor dimensionale și de formă ale profilului real al camei rezultat în urma execuției. Prin impunerea unor toleranțe mari, razelor vectoriale, se permite încă în stadiul de proiectare modificarea legii de profilare a camei și deci modificarea legii de mișcare a organului de lucru acționat.

Toleranțele mari la razele vectoriale permit, fig. 1, ca legea teoretică (de calcul) de profilare $R_{tc}(\varphi)$ să fie aproximată printr-o lege teoretică, deformată $R_{td}(\varphi)$. Imprecizia metodelor tehnologice de execuție și a mijloacelor tehnice actuale de prelucrare a camelor fac ca suprafața profilului real al camei să rezulte cu o microgeometrie variabilă $R_x(\varphi)$ pe o macrogeometrie ondulatorie $R_{ro}(\varphi)$ care se apropie de o sinusoidă, (aproximativ) constantă pentru o mașină-unealtă și o tehnologie dată. Forma sinusoidală a suprafeței profilului camei rezultă din tendința, la execuție, de a realiza continuitatea curbei de profilare a camei. În acest caz [1] tachelul va primi o mișcare compusă din mișcarea de gol dată de curba $R_{td}(\varphi)$ care aproximează legea de profilare teoretică $R_{tc}(\varphi)$, mișcarea perturbatoare impusă de curba macrogeometrică $R_{ro}(\varphi)$, și mișcarea perturbatoare impusă de curba microgeometrică $R_x(\varphi)$.

Datorită cauzelor mai sus analizate, toți parametrii mișcării tachelului și deci ai organului de lucru al mașinii, acționat de aceasta, $S(t)$, $V(t)$, $a(t)$ vor diferi de cei cauzăți de către legea de profilare teoretică de calcul a camei $R_{tc}(\varphi)$. Ori este cunoscută o instabilitate a mișcărilor de avans și de gol pe strunguri automate au o puternică influență genativă asupra preciziei prelucrării, calității suprafeței prelucrată, productivității automatului, siguranței în funcționare a acestuia și durabilității

mecanismelor componente.

Cauzele enumerate impun calculul unghiului dintre razele vectoriale intermediare și mărimea toleranței pe baza unor considerente cinematice, mărimi necesare la proiectarea camelor pentru mașini-unelte, în scopul micșorării erorilor de formă ale profilului camii și deci a influenței negative a fenomenelor dinamice perturbatoare asupra funcționării mecanismului. Pe de altă parte apariția mașinilor-unelte cu C.N. pentru prelucrarea camelor, im-

pune ca absolut necesară cunoașterea acestor mărimi.

În lucrările [1] și [2] autorii au determinat expresiile parametrilor cinematici ai mișcării perturbatoare și au analizat cauzele apariției ei.

Cu notațiile din lucrările anterioare și impunând condiția - fig.2 - ca deplasarea perturbatoare să nu depășească toleranța de execuție a profilului camii $S_p \leq 2 \sigma_0$, cunoscând expresiile vite-

zei V_{pt} și accelerației perturbatoare a_{pt} din lucrările anterioare, rezultă că abaterile profilului camii se exprimă:

$$\sigma_{ov} \leq 0,25 |v_{pt}| \cdot (\Delta T); \quad (1)$$

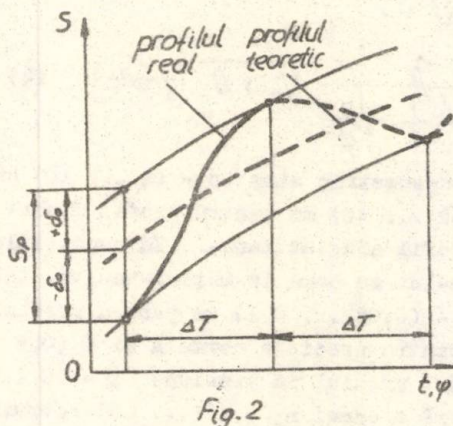
$$\sigma_{oa} \leq 0,08 |a_{pt}| \cdot (\Delta T)^2, \quad (2)$$

iar abaterile razei vectoriale se exprimă prin relațiile:

$$\Delta R_{ov} \leq \frac{2}{\pi} \frac{p}{\omega_c (R - \frac{\Delta p}{\Delta \phi}) (\Delta T)} \cdot \sigma_0; \quad (3)$$

$$\Delta R_{oa} \leq \frac{1}{\pi} \left[\frac{p}{\omega_c (R - \frac{1}{4} \frac{\Delta p}{\Delta \phi}) (\Delta T)} \right]^2 \cdot \sigma_0. \quad (4)$$

Dintre perechile de valori se adoptă cea mai mică, de ordinul de mărime al lui σ_0 .



Aplicând metoda diferențelor finite, prin interpolare liniară și parabolică se obține :

$$\sigma_0 = \frac{a_{pt} (\Delta T)^2}{8} . \quad (5)$$

Cunoscând expresia accelerației perturbatoare a_{pt} (din lucrările anterioare) rezultă că unghiul dintre razele vectoriale intermediare se calculează cu expresia :

$$\Delta \varphi \leq 26,5 \frac{p}{R - \frac{1}{4} \frac{\Delta p}{\Delta \phi}} \sqrt{\cos \theta} \text{ [grade]} . \quad (6)$$

Pașii profilului real macrogeometric sînt $p = (2 \dots 10) \text{ mm}$ pentru profil rectificat, $p = (2 \dots 40) \text{ mm}$ pentru profil frezat și $p = (15 \dots 20) \text{ mm}$ pentru profil ajustat manual. În condițiile reale de funcționare a mecanismelor cu came la mașini-unelte, toleranța la profil se alege $\sigma_0 = \pm (0,05 \dots 0,1) \text{ mm}$ pentru precizie ridicată, $\pm (0,1 \dots 0,2) \text{ mm}$ pentru precizie normală și $\pm (0,2 \dots 0,5) \text{ mm}$ pentru precizie scăzută ; unghiul de presiune $\theta = 10 \dots 60^\circ$, turația și viteza unghiulară a camei $n_c = (1 \dots 60) \text{ rot/min.}$, $\omega_c = 0,1 \dots 6,3 \text{ rad/s}$, raza vectorială $R = (30 \dots 100) \text{ mm}$, iar valoarea calculată $\Delta T = (0,008 \dots 1,6) \text{ s}$.

În aceste condiții rezultă că $\Delta R_{ov} \leq \pm (0,030 \dots 0,150) \text{ mm}$, $\Delta R_{oa} \leq 0,030 \dots 0,100 \text{ mm}$, $\Delta \varphi \leq (1 \dots 10)^\circ$ și $\sigma_\varphi = (1 \dots 10)''$.

Dacă cama se execută pe mașini-unelte cu CN iar profilul se rectifică, valorile de mai sus pot fi reduse pînă la jumătate.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Boncoi, Gh. Calculul unghiului dintre razele vectoriale pentru obținerea unor accelerații perturbatoare mici. În : *Buletinul Institutului politehnic Brașov*, vol. XIII, 1971, Seria A - Mecanică, pag. 381.
- [2] Boncoi, Gh. ș.a. Determinarea vitezei și accelerației perturbatoare la camele disc utilizate la mașini-unelte. În : *Creativitatea în construcția, fabricarea și exploatarea automobilelor*, Vol. II, Pitești, nov. 1979, pag. 187.

BONCOI, GH., BOANGIU, GH., STANESCU, C.

CALCULUL CIMPURILOR DE TOLERANTA ALE PROFILULUI CAMELOR
DISC UTILIZATE IN CONSTRUCTIA MASINILOR-UNELTE

Rezumat

În lucrare se prezintă formulele de calcul a toleranțelor profilului camei disc și a razei vectoroare precum și a unghiului dintre razele vectoroare intermediare, determinate din condiția limitării mișcării perturbatoare a tachetului. De asemenea lucrarea conține date de proiectare cum sînt toleranțele la profilul camei, a razei vectoroare, unghiul dintre razele vectoroare intermediare și toleranța acestuia.

LE CALCUL DES CHAMPS DE TOLÉRANCE DU PROFIL DES
CAMES-DISQUES UTILISÉES DANS LA CONSTRUCTION DES
MACHINES-OUTILS

Resumé

Dans cet ouvrage on présente les formules de calcul des tolérances du profil des cames-disques et des rayons vecteurs ainsi que de l'angle qui existe entre les rayons vecteurs intermédiaires de la conditions de limitation du mouvement perturbatoire du taquet. De même, l'ouvrage contient des données de projet technique sur les tolérances du profil de la came, du rayon vecteur, de l'angle qui existe entre les rayons vecteurs intermédiaires et le tolérance de celui-ci.

REPORT OF THE COMMISSIONER OF THE GENERAL LAND OFFICE

REPORT OF THE COMMISSIONER OF THE GENERAL LAND OFFICE
FOR THE YEAR 1900

CONTENTS

The following is a list of the principal items of business which have been brought before the Commission for the year 1900. The items are arranged in the order in which they were presented to the Commission, and are grouped under the following heads:—
1. Land.
2. Water.
3. Minerals.
4. Other.
The following is a list of the principal items of business which have been brought before the Commission for the year 1900. The items are arranged in the order in which they were presented to the Commission, and are grouped under the following heads:—

REPORT OF THE COMMISSIONER OF THE GENERAL LAND OFFICE
FOR THE YEAR 1900

CONTENTS

The following is a list of the principal items of business which have been brought before the Commission for the year 1900. The items are arranged in the order in which they were presented to the Commission, and are grouped under the following heads:—
1. Land.
2. Water.
3. Minerals.
4. Other.
The following is a list of the principal items of business which have been brought before the Commission for the year 1900. The items are arranged in the order in which they were presented to the Commission, and are grouped under the following heads:—

CERCETARI EXPERIMENTALE PRIVIND SAGEATA PRESELOR HIDRAULICE
CU BATIUL DESCHIS

Dr.ing. I. Tureac, conferențiar la Universitatea din Brașov ;
Ing.VL. Mărăscu Klein, asistent la Universitatea din Brașov.

Pentru buna alegere a preselor hidraulice, în vederea executării diverselor operații, în documentele tehnice ale acestor mașini sînt date atît valori ale parametrilor tehnico-funcționali, cît și condiții de precizie geometrică și cinematică.

Una din condițiile importante, prevăzută la presele hidraulice, este săgeata maximă a batiului. Prin această condiție se limitează deformația maximă a batiului, pe direcția și suportul forței, la valori care să nu influențeze sensibil precizia de prelucrare, durabilitatea sculei și randamentul mașinii.

În STAS 10271/2-75 - cu prescripțiile de precizie geometrică ale seriei de prese PH, cu batiul deschis, fabricate în R.S.România, valorile săgeții sînt date pe grupe de forțe. Exemplu, pentru batiul preselor cu forța nominală $F_N = 250 \dots 630$ kN, se prevede săgeata $f_l = 0,63$ mm. Valoarea admisă în STAS este acoperitoare, pentru constructor, în special la presele cu forța nominală mai mică, dar pentru aprecierea exactă a deformării maxime a fiecăreia din aceste mașini, nu este edificatoare. Rezultă că atît pentru realizarea unei operații pe o presă de 250 kN, cît și pentru alta ce se execută pe o presă de 400 kN, va fi luată în considerare aceeași valoare maximă a săgeții : $f_l = 0,63$ mm. O astfel de recomandare nu este bazată pe relația acceptată unanim în domeniul construcției preselor :

$$f_l = \frac{F_N}{K_l \sqrt{F_N}} \quad [mm],$$

unde F_N este măsurată în tone forță, iar $K_l \sqrt{F_N} = C$ este caracteristica de rigiditate statică, stabilită pe baza constantei K_l . Pentru presele destinate extrudării constanta K_l are valorile $K_l = 63 \dots 89 [13]$, iar pentru cele destinate altor prelucrări, are valori mult mai mici.

Pe baza celor de mai sus se desprinde necesitatea stabilirii

unei constante k_l , valabilă pentru toată seria de prese, pe baza căreia să se poată calcula săgeata fiecăreia din mașinile incluse în seria respectivă.

În cele ce urmează vor fi prezentate rezultatele cercetărilor experimentale efectuate de autori în vederea stabilirii constantei k a preselor PH, cu batiul deschis, în construcție sudată, fabricate în R.S.România.

În figura 1 este prezentată forma constructivă a preselor cu batiul deschis, din seria PH.

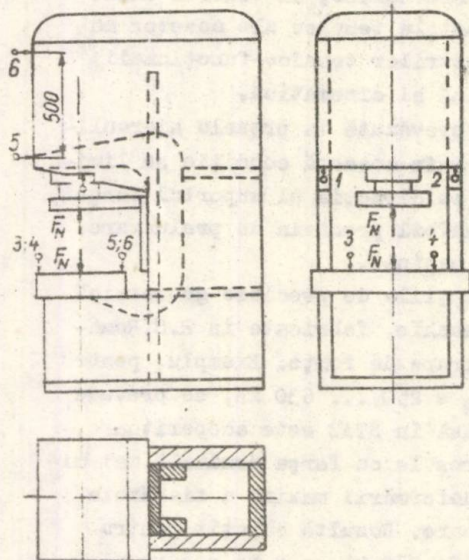


Fig.1

În vederea determinării constantei k_l , preesele au fost solicitate static, în axa cinematică, cu o forță maximă $F_{max} = F_N$. Metodica de cercetare, dispozitivul pentru solicitarea statică a batiului și aparatura de măsurare, sînt prezentate în lucrările [4], [5], [7]. Încărcarea s-a făcut cu viteză mică; $v < 100 \text{ daN/cm}^2/\text{s}$, respectîndu-se condiția de solicitare statică [3]. Aplicarea forței s-a făcut în trepte măsurîndu-se deformația batiului pentru fiecare nivel de

solicitare. Locurile de măsurare sînt înscrise pe batiul presei, figura 1. Măsurările au fost făcute pe prese fabricate în anul 1974.

În figura 2 se prezintă dependența dintre săgeata batiului unei prese PH și forța de solicitare a acestuia, în axa cinematică, la presa PH40.

Săgeata totală, măsurată pe suportul axei culisorului presei s-a determinat cu ajutorul relației :

$$f_l = \frac{f_1 + f_2}{2} + \frac{f_3 + f_4 + f_5 + f_6}{4}, \quad [\text{mm}]$$

în care $f_1 \dots f_6$ sînt valorile deplasărilor măsurate în punctele 1 ... 6.

Pe baza măsurărilor s-au calculat săgețile pentru presele din grupa 250 ... 630 kN, determinându-se, apoi, caracteristica de rigiditate și în continuare valoarea constantei k_p .

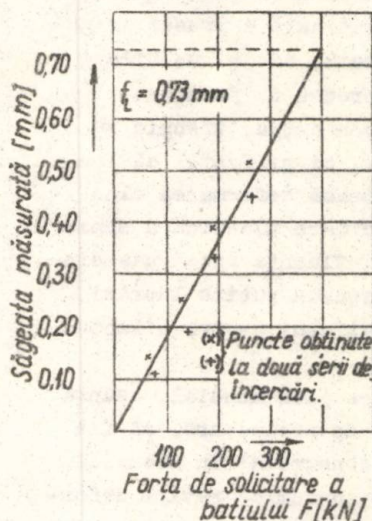


Fig. 2.

PH63. La presele cu forță nominală mai mică, cum sînt PH10 și PH16,

Tabelul 1

Presă	PH10	PH16	PH25	PH40	PH63	PH100
Săgeata [mm]	0,365 (0,25)	0,462 (0,25)	0,578 (0,63)	0,731 (0,63)	0,92 (1,25)	1,156 (1,65)

săgeata prevăzută de STAS este cu 30 ... 50 % mai mică decît cea stabilită pe baza constantei k_p , în schimb la PH25 valorile sînt foarte apropiate.

Ținînd seama de cele de mai sus, se desprind următoarele concluzii :

- prevederea, în STAS, a unei singure valori a săgeții pentru grupe de cîte două sau trei prese nu permite evaluarea exactă a performanțelor tehnice ale mașinii, și ca urmare nici utilizarea corectă a acesteia ;

- la presele cu batiul deschis, din seria PH, valorile rigidității nu se înscriu în seria $C_{K+1} = C_K (\bar{F}_{K+1} / \bar{F}_K)^{1/2}$;

- cunoscînd k_p se poate stabili valoarea săgeții pentru oricare din presele incluse în seria PH10 ... PH100 putîndu-se prevedea anticipat și cu mult mai exact influența deformației asupra pre-

ciziei de prelucrare.

Pentru lărgirea domeniului de utilizare a preselor hidraulice PH, este necesar a se mări rigiditatea batiului acestora [1]. Aşa cum s-a dovedit în exploatare, rigiditatea ridicată a presei asigură atât precizia ridicată a pieselor prelucrate, cât şi un bilanţ energetic mai favorabil [2] în cadrul unui proces de presare.

În atenţia proiectantului, în faza de concepţie, trebuie să stea nu numai asigurarea rigidităţii maşinii, ci şi faptul că asupra preciziei piesei prelucrată mai influenţează deformarea elastică a sculei şi condiţiile concrete de deformare plastică a semifabricatului. În lucrarea [7] se evaluează influenţa fiecăruia dintre cei trei factori, asupra preciziei. În foarte puţine lucrări se evidenţiază însă influenţa rigidităţii batiului asupra bilanţului energetic al maşinii.

În actualul context al preocupărilor, pe plan mondial, asupra consumului de energie, va trebui ca în faza de proiectare, să fie luat în considerare şi parametrul „energie consumată” în decursul unui proces de presare, respectiv partea de consum ce revine deformării elastice a batiului şi celorlalte organe, ale presei, care preiau şi transmit forţa.

Atenţia, în ceea ce priveşte rigiditatea, va trebui îndreptată nu numai asupra măririi secţiunilor intens solicitate ale batiului - modalitate care conduce în paralel la creşterea greutăţii maşinii fără a avea o contribuţie cu totul deosebită asupra deformării elastice a acestora - ci asupra alegerii formei secţiunilor şi dispunerii acestora în raport cu direcţia şi sensul de acţiune a forţei de presare. De asemenea poate fi pusă în discuţie problema reutilizării energiei, acumulată în batiu, în faza de încărcare şi în acest mod să se asigure mărirea randamentului general al presei.

BIBLIOGRAFIE

- [1] ANGRONOV, F.G. Povşenie procinosti i jestkosti odnostoecinîh gidravlicheskih pressov. Vesnik maşinostroenia, nr. 9, 1971.
- [2] NUDELMAN, G.L. Jestkosti stanin odnostorcinîh gidroressov. Kuznecino ştapovocincoe proizvodstvo, nr. 2, 1974.
- [3] RUŞU, O. ş.a. Problemé moderne ale rezistenţei materialelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1970.
- [4] TUREAC, I. ş.a. Contribuţii la studiul rigidităţii preselor mecanice cu batiu deschis. Construcţia de maşini, nr. 10, 29 1977.

- [5] TUREAC, I. Determinarea rigidității statice a preselor mecanice cu batiul deschis, cu simplu efect. Standardizarea română 24 (1972), nr. 8.
- [6] STAS 10271/2 - 75. Prese hidraulice cu batiu deschis (Prescripții de precizie geometrică).
- [7] VORONIN, N.V. Issledovanie i rascet svarnih stanin odnostse-cinih pressov. Kuznecino stampovocinoe proizvodstvo nr. 1, 1973.
- [8] ZALEVSKI, V.I. Oborudovanie kuznecino-presovih tehov. Moskva, Visšaia Skola, 1964.
- [9] ZIMIN, A.I. Puti perspektivnogo proiectirovania kuznecino - pressovih mašin. Sb. mašini i tehologia obrăbotki davleniem. Izd. Mašinostroenie, 1964.
- [10] ZLOTNIKOV, S.L. Avtomaticeskie linii, kuznecino-stampovocinogo proizvodstva. Moskva, Mašinostroenie, 1967.
- [11] WICKY, S. Machine pour decoupage fin. La Machine Moderne 708, 1968.
- [12] x x x Recent advances in Presse. Engineers Digest, 7, 1968.
- [13] x x x Stand der hydraulischen Pressen und Entwicklungstendenzen Werkstattstechnik, 61, nr. 6, iun.1971, p. 325 - 332.

TUREAC, I., MARASCU KLEIN, VL.

CERCETARI EXPERIMENTALE PRIVIND SAGEATA PRESELOR HIDRAULICE.

GU BATIU DESCHIS

Rezumat

In lucrare sint prezentate rezultatele cercetărilor experimentale ale autorilor, efectuate in scopul determinării săgeții seriei de prese hidraulice PH, fabricate in R.S.România. Pe baza cercetărilor s-a determinat o constantă cu ajutorul căreia se poate calcula săgeata preselor. Săgeata calculată cu ajutorul constantei este comparată cu cea prevăzută in STAS.

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS CONCERNING DEFLECTION OF THE
OPEN HYDRAULIC PRESSES

Abstract

The results of the authors experimental investigations concerning the deflection of the open frame of the hydraulic presses PH, made in Romanian, are presented in this paper. Was determined a constant with wich is possible to calculate the deflection of the frame. The deflection is compared with that standard.

CONTRIBUTIONS TO THE METALLURGY
OF THERMOPHYSICAL AND THERMOCHEMICAL TREATMENTS

Dr. Ing. C. Wanyerek, professor.
University of Bragev - Romania.

In the following lines, the author will try to present, in a very concentrated form, some of his, more or less, nonconformist meanings, referring to some basic processes in structural metalurgy.

Resistance of metals and alloys depends of the size of interatomic forces in the network. At equilibrium the sum of them is zero, around each atom. This forces devent manifest in the moment and measure when a strange force appeares, which moves the atom in an intermediate position, against the resistance of this forces, pre-existent in the network. The sole condition to increase the resistance of metals is, to create supplementary interatomic forces, which may be realised by cold hardening.

Overcoming inner frictions and energetic barriers, the force, determining cold hardening, moves the atom in a new, out of equilibrium position, the reaction having the tendency to report the atom in the initial position, movement hindered by frictions and barriers. Therefore this elastic forces cannot be canceled, they persist like supplementary interatomic forces, which are encountered now, from beginning, by a strange force: The network becomes pre-tensioned.

Cold hardening (generation of supplementary inner stresses) can be realised by exogene forces (in mechanics, resistance) (mechanical stresses), or by endogene forces (in heat treatments, forging, rolling, welding, a.s.o.), (thermal stresses) - (from here the notion of "thermal cold hardening".

In principle, thermal cold hardening (thermal stresses) may be realised by supercooling phase transformations, appearing during temperature variations and expressed by the appearance of new phases (allotropics, precipitations) doubled of the enlargement of the real specific volume of the new phase, comparatively to his virtual value before transformation: The new phase swells and de-

termines the swelling of the whole alloy - without any consequence for his mechanical behavior - if the transformation takes place at sufficient high temperatures to allow the cancellation of the swelling stress by the plastical deformation of the matrix. But, if the transformation is supercooled to sufficient low temperatures, where the cold hardening of the matrix becomes possible - the swelling of the new phase produces the cold hardening of the matrix, doubled of changes in mechanical behavior, as is: growing of strenght, hardness and brittleness - all the more, if the temperature of process is lower, the quantity of the new phase greater, the growth of the specific volume of this more important and the temperature interval within the transformation is operated, more narrow. That means, that the thermal cold hardening is stronger when intensity and abruptness of the process are greater. This are factors of influence which can be nearly completely read, by anticipation, provideble, upon the equilibrium and the TTT diagrams of the respective alloy. Supercooling is generally realised by quenching (cooling with supercritical velocity from supercritical temperatures).

The progressive reheating of the thereby hardened alloy, produces the progressive coagulation of the particles of the new phase, initially appeared in forms of maximal (molecular) dispersion. This particles arrive to clash one another, accidentally, owing the thermal agitation (growing with temperature), both, of the particles, as of the matrix atoms (auto diffusion of them). Being of same nature, the colliding particles do not recoil, but merge together into unities of growing dimensions, owing the entrance in action, only in this stage of the process, of superficial forces. With respect to the disperse phase, the cycle of dissociation, diffusion of little particles and their reconstitution in greater ones, cannot serve as explanation for the coagulation process. The matrix expells the disperse, unseuble, phase like a strange body, (like the butter in milk), by a process of dehomogenization, that cannot be explained by the diffusion of the already existing disperse phase - diffusion being a homogenization process.

The progressive reheating of the by thermal cold hardening hardened alloy, determines also the growing plasticity of the matrix, which becomes capable to yield by plastical deformation in front of the pressure exerted by the new phase, with progressive extinguish of thermal cold hardening effects: Diminution of resistance and hardness, growth of plasticity and toughness.

The role of the alloying elements in the process of raising the

strength of alloys by means of heat treatments, is not only a direct one, as in general admitted, but also an indirect one, in relation just with the thermal cold hardening process: Those elements which are forming new, precipitable phases, increase, implicitly, the mass of thermal cold hardening factor - those which remain dissolved in the matrix, raise its capacity to be cold hardened.

The process of thermal cold hardening, outlined, is universal. He explains the hardening by thermophysical processes of all kind of alloys - with the most important observation, that they can and must be divided into two natural groups of alloys: the group of alloys with possible eutectoid-transformation (great intensity and great abruptness), the type iron-carbon alloys (the appearance of the new phase has an explosive, isothermal tendency) - and the group of alloys in which eutectoid transformations are not possible. The transformations in this group have a nonisotherm, slower, softer and, with respect to the variation of temperature, a more progressive character - the type of duraluminium alloys.

In this later group the film of transformations rolls slower, such that, after quenching is obtained, by supercooling, the supersaturated solution, in which, by natural aging (simple time passing) or artificial aging (light, progressive reheating) results, first, the separation of the new phase in extreme (molecular) dispersion, associated with maximal hardness. Continuing the progressive reheating, begins the progressive coagulation of the dispersed phase, parallel with the progressive plastification of the matrix - with all the consequences described.

In the group of alloys suffering the eutectoid-transformation, the film of the process rolls rapidly: The explosive violence of this process suppresses, in all or partly, the maintenance (in this stage of transformation) of the supersaturated solution (by supercooling) - instead, it takes place, already during the cooling for quenching, the thermal cold hardening process, by the appearance of the new phase, with all his consequences: appears the very characteristic acicular, structural aspect of martensite, which is not a monopoly of pure iron-carbon alloys, but it is found in all alloys which present eutectoid-transformations, the intensity of the process being function of the above mentioned influence factors.

The martensites are not forced solid solutions, they are not

defined crystals, which are born ^{by} germination and grows after the laws of Tammann - they are only the structural aspect of the former crystals of the matrix, crystals which have suffered a cold hardening process.

That what is born and grows and is propagated with sound velocity, is just the process of thermal cold hardening. This process, being conditioned by the appearance of the new phase, doubled by the raise of its specific volume - its production is favoured (Principle of Le Chatelier) by gaps, reticular defects, etc., more frequently to find in the intergranular zone of perturbations, situated between the primary crystals, delimited especially by the aureole of impurities.

The process is autocatalytic: one prime appearance of the new phase, creates locally a micro-cold hardness, which determines a local micro-crack, which stimulates a new separation of disperse phase, and so on. The net of diffuse micro-cracks, is the cause of the advanced brittleness of martensite.

The process is propagated like a flash, from a border to another border of the primary crystal, where he is stopped and needs a new start in the following next. Each intercrystalline zone represents a brake for the transmission of the process. Therefore alloys with fine primary crystals, with more brakes, which delay the process, present a smaller penetration of the quenching effect, than those with great crystals - and very pure alloys, with scarcely marked primary crystal borders, could present presumably, the greatest effect.

These ideas are confirmed by all the facts known in literature, strictly interpreted, and also by the theoretical and practical results of the study (of the author) of accelerating graphitization process of american maleable iron, by prequenching (in oil of 100°C) to martensite (from a rational temperature, slightly above the eutectoid). The martensitic diffuse micro-crackings stimulate the direct passage of carbide in ferrite and graphite (concentrated coarsely in the former by the carbide occupied places) - while austenite can produce graphite only when cooling, this graphite being distributed finer and more uniform in the mass of the matrix crystals and on their borders.

The coagulation of the elementary graphite particles, cannot en-

sue by diffusion of carbon, but by collision of particles (of same nature), determined by thermal agitation of both, graphit particles and matrix atoms (autodiffusion of them). The mechanism of indirect graphitization: Solving carbide in austenite and eliminating carbon from this by diffusion - hypothesis based on the long-time coexistence of both, stable and metastable iron-carbon systems - is not resisting thermodynamically. On this ideas the two malleabilization steps have been merged in a single one (little above eutectoid) and operating time reduced to a fifth.

The real structure of gamma iron is not c.f.c. - correct as geometries (4 atoms per cell) - but inadequate to explain the real phenomenon of allotropic change into alpha iron, c.v.c. (2 atoms per cell). Therefore it will be admitted as real structure of gamma iron (geometrically equivalent with the c.f.c.) - the tetragonal volume centered cell (2 atoms per cell) which is inherited by the quenching martensite (t.v.c.), which turns in alpha iron base only by reheating - in annealing martensite (c.v.c.). That means, that the formation of quenching martensite includes precipitation of dispersed phase (the maximal hardness exists), but not yet the allotropic change, which occurs only later, when annealing, in the annealing martensite (less hard, because the gamma alpha change makes the network more loose, less able to conserve the thermal cold hardening realized in the quenching martensite). In bainite there is first allotropic change (t.v.c.) into c.v.c., with enlargement of the network) - then follows precipitation (bainite less hard than martensite).

One sees that the allotropic transformation has, in the pure iron carbon alloys, a more negative influence on hardening by thermophysical processes. In principle it must be admitted, that also in metals deprived of any phase transformation, it may be possible to realize some, little, thermal cold hardening, owing the supercooling of anisotropic thermal dilatations-contractions of crystals, differently orientated - process which may be applied - rationally - also to the gamma alpha change, with little effect to await - the maximum being realized from precipitation.

The allotropic change has instead a maximal importance for the phasic recrystallization of the matrix, impossible to realize in alloys deprived of such transformations, like duraluminium, where

only the disperse phase can be refined by redissolution and reprecipitation, the crystals of the matrix suffering a permanent growth (with bad followings) at each thermal cycle traversed.

The division of thermal inner stresses in thermal and structural ones, creates confusion, both having thermal origin. Better a division after the nature of engendering temperature fields: Essential thermal stresses (phasic and nonphasic), (essential for realising cold hardening by thermophysical processes), generated in homogeneous thermal fields (deprived of thermal displacement within the field), a kind of stresses intensified by all factors that intensify hardness (see above), usefull and necessary stresses as final or intermediate stages - and Nonessential thermal stresses (phasic and nonphasic) (non essential for realising hardening by thermophysical processes) generated in nonhomogenous thermal fields (with thermal displacement in the fields), parasitic, dangerous but inevitable kind of stresses, growing with all the factors which intensify the nonhomogenous character of the field.

In thermochemical processes, outside the common influence factors, it agrees to consider after the static, passive influence of simple contact object-medium, the dynamic, active influence, owed to the behavior as active gas particles of the ions and atoms of the medium, which realize an impact velocity on the objects surface; equal to the medium linear velocity of gas particles, corresponding to the acting temperature, phenomenon, of great efficiency, demonstrated by the modern thermo-chemical processes, based on a supplementary acceleration of the impact velocity of particles by higher temperatures or using the influence of fields (electric, magnetic, mechanic-ultrasonic).

The active ions or atoms continue to act as gas particles even after penetrating in the mass of the object, manifesting the tendency to fill all the space available (corresponding to the volume of the object) - fact demonstrated (and that represents the intimate mechanisms of diffusion in solids) by the apparently, paradoxal moving, contrary to the gravitation, of active particles: light ones (carbon, nitrogen) can penetrate, from above to down, in matrixes of much more heavy particles (iron).

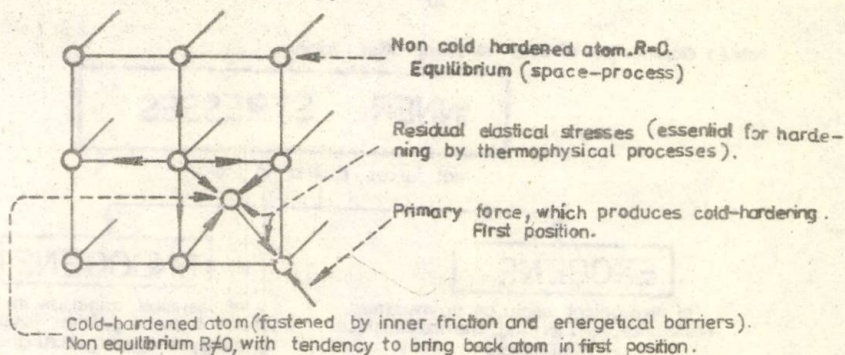


FIG. 1-THE PHENOMENON OF COLD HARDENING (SCHEME).

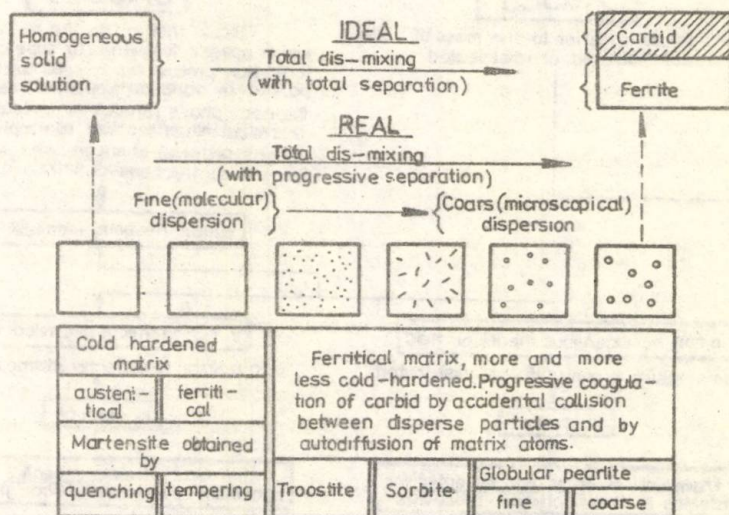


FIG. 2-SCHEME OF DIS-MIXING PROCESS OF PHASES BY PROGRESSIVE TEMPERING OF THE STEELS MARTENSITES.

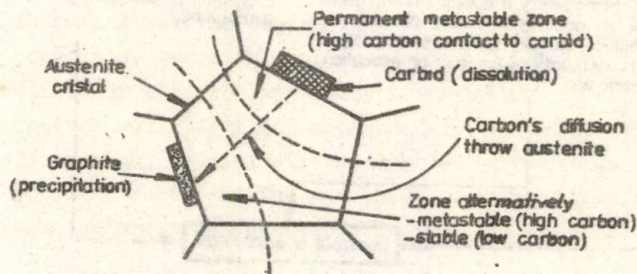
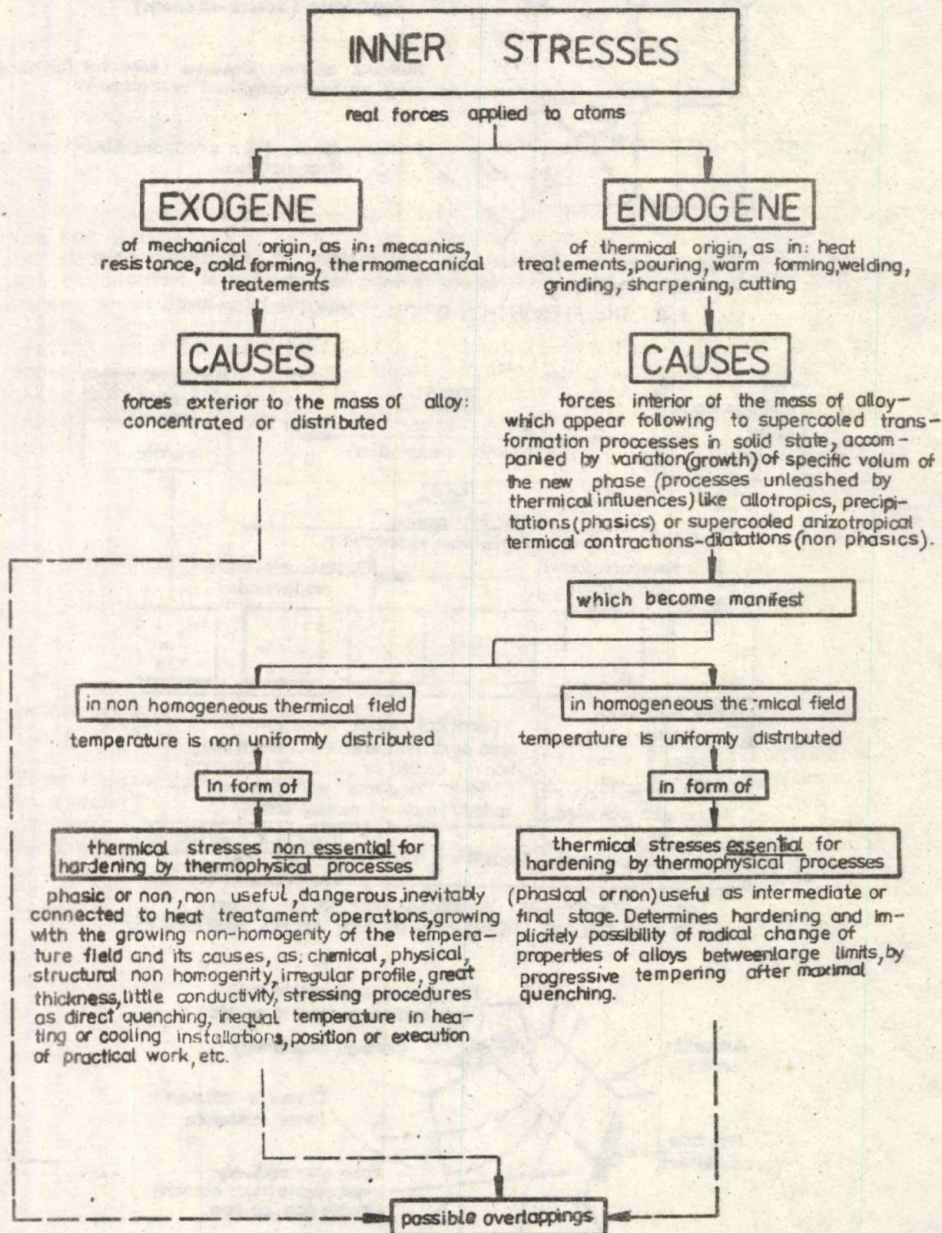


FIG. 3. CLASSICAL SCHEME OF GRAPHITIZATION

Table 1. Classification of inner stresses after origin



BIBLIOGRAPHY

Papers published by the author in romanian publications, as follows:

- [1] About physical processes carrying out during hardening of ferrous and nonferrous alloys, review "Metalurgia" București, România, a nr.8-1967, p.421-424.
- [2] About thermodynamics of hardening processes in ferrous and nonferrous alloys, review "Metalurgia" București, România, nr.4-1968, p.197-202.
- [3] The tetragonal-volume centered structure of gamma iron (and austenite) and the succession in time of allotropic and precipitation transformation during the forming of the transition - structural-aspects at hardening of iron-carbon (with eutectoid transformation) alloys, review "Metalurgia" București, România, nr.9-1976, p.490-496.
- [4] Theoretical and experimental study of graphitization of black-hearted malleable iron and his acceleration by prequenching, review "Metalurgia" București, România, nr.8-1977, p.414-423.
- [5] Forming of the martensitic structural aspect. Coagulation of precipitated phases. Role of autodiffusion of the matrix in thermophysical processes. Papers of Heat Treatment Congress, 20 april 1978, Tirgu Mures, România, p.279-289.
- [6] Dynamical and thermodynamical aspects in theory and practice of thermochemical processes. Papers of Heat Treatment Congress, 20.04.1978 Tirgu-Mures, România, p.222-227.

W A N I O R K K C

CONTRIBUTII LA METALURGIA TRATAMENTELOR TERMOFIZICE SI
TERMOCHIMICE

REZUMAT

Se face o succintă prezentare a unora din teoriile originale ale autorului, privitoare la Explicarea unitară a mecanismelor de durificare a aliajelor prin procese termofizice, Formarea aspectului structural martensitic, mecanismul de coagulare a fazelor disperse, Mecanismul de acționare asupra durificării a elementelor de aliere, Dependența adâncimii de călire de mecanismul durificării, Grafitizarea fontelor maleabile, Structura reală a fierului gama și Momentul producerii transformării alotropice, Clasificarea tensiunilor termice în funcție de natura cimpului termic generator, Conceptul dinamic și rolul autodifuziei în procesele termochimice.

CONTRIBUTIONS TO THE METALLURGY OF THERMOPHYSICAL AND THERMO-
CHEMICAL TREATMENTS

R E S U M E

The paper tells shortly some of the original theories of the author, regarding the Unitarian mechanism of durification of all kinds of alloys, by means of thermophysical processes, the Generation of the martensitical structural aspect, the Coagulation mechanism of disperse phases, Influencing mechanism of alloying elements on strengthening by quenching, Dependence of hardenability from the mechanism of hardening, Grafitisation mechanism of malleable iron, Real structure of gamma iron and the Moment of allotropical transformation, Classification of thermal stresses depending from the nature of the thermal field, the Dynamical concept and the role of autodiffusion in thermochemical processes.

STRENGTHENING CRYSTALS BY MECHANICAL OR THERMICAL COLD STRESSING

Prof. Dr. Ing. Constantin WANYOREK

Strength of metals and alloys may be - partly - reduced to strength of crystals. Crystal strength depends of interatomic (network) forces. Complete equilibrium of the crystal is assured by absolutely perfect network construction, with total distension, minimum of free energy and therefore minimum of interatomic forces, that is minimum of resistance. Resistance may be raised only by bringing the network out of equilibrium, by stressing it by means of active inner tensions (real forces, applied to atoms). This active inner tensions (of external as in mechanics) - or internal (as in thermal treatments) origin) realise the dislocation of some atoms from their equilibrium position and push them (against energetical barriers) into new, non-equilibrium positions. When the active tensions stop, the network reacts, by reactive tensions, with the trend to transfer the dislocated atoms, completely or partially, in their initial position (total or partial relaxation). Then the remove is only partial - the remaining reactive inner stresses (of mechanical (exogene) or thermal (endogene) origin) represent the accumulation in the lattice, under elastical form, of a strange energy, which realise the pre-tensioning of the network, and thereby the raise up of the crystals resistance. There is no other way in this scope, than this: To press the lattice like an elastic spring (not more than the nature of the net-constitutive atoms allow). The retained residual stress. (effect of brake by internal frictions = energetical barriers) raises the resistance, by pre-stressing.

All the known measures to raise hardness and resistance of crystals (and their combinations in polycrystals) may be reduced to the one and single mechanism: alloying (formation of solid solutions, of definite compounds), cold and (in a reduced measure) also warm forming, provoke residual distortions of the network. - The same result by heat-treatment (quenching followed by tempering or aging) - determined by the appearance of new phases from oversaturated and undercooled solid solutions, process doubled by the raise of specific volume of this new phases. Even the simple anisotropic thermal dilatation-contraction of crystals, mutually braked, may determine a certain raise of resistance. The generation, in any conditions, of structural deficiencies of the network, represents perturbations of the networks equi-

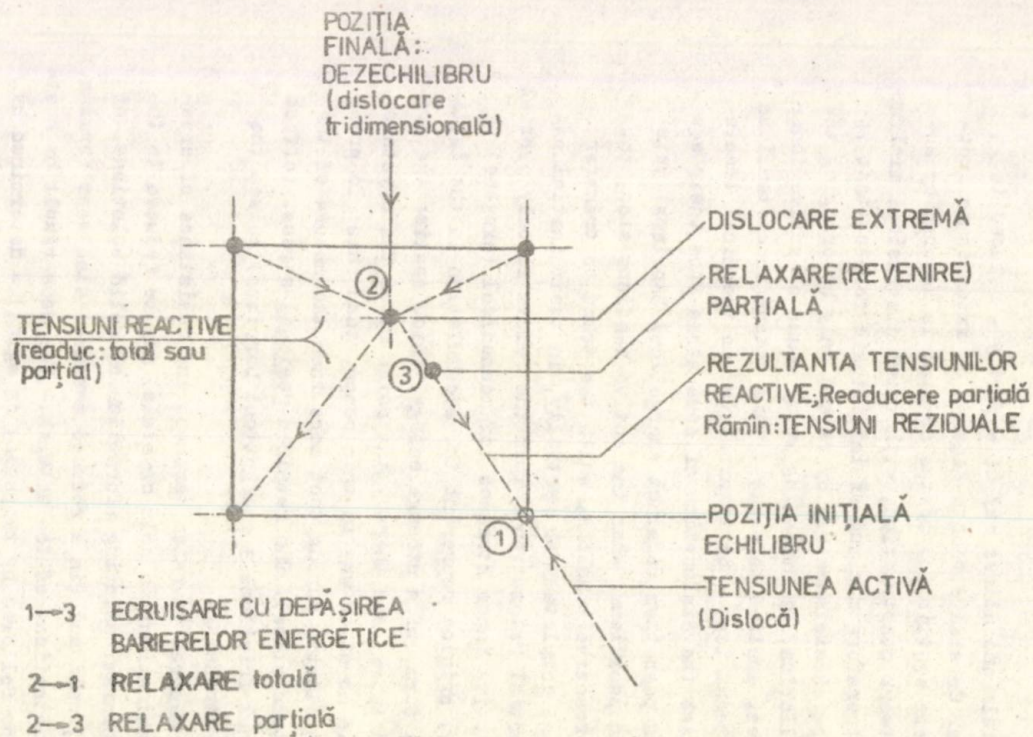


Fig. 1

În jurul atomului suma forțelor
 $\Sigma F = 0$

În jurul atomului suma forțelor
 $\Sigma F \neq 0$

TENSIUNI INTERNE T.I.

Forțe reale aplicate atomului

T.I. ACTIVE

Distocă atomul din poziția de echilibru prin acțiuni (cauze)

EXTERNE

(exogene)

MECANICE

Prelucrări mecanice
 Solicitări mecanice
 Deformări plastice la rece

MIXTE

Mecanice

și / sau
 termice

Generarea defectelor pe rețea

INTERNE

(endogene)

TERMICE

Prelucrări termice
esențiale
 (Tratamente termice)

accesorii

(deformarea plastică
 sudarea
 tăierea la cald
 rectificarea)

T.I. REACTIVE

Reacția rețelei cristaline după încetarea acțiunii T.I. active
 Readucerea (totală sau parțială) a atomului la echilibru
 RELAXAREA (totală sau parțială) Rămân acumulate elastic

T. I. REZIDUALE

ca urmare a unor acțiuni (cauze):

TERMICE

(interne, endogene)

MIXTE

MECANICE

(externe, exogene)

TENSIUNI INTERNE REACTIVE REZIDUALE TERMICE

(TENSIUNI REZIDUALE TERMICE - TENSIUNI TERMICE)

ESENȚIALE

Cîmp termic omogen
 Tensiuni indispensabile pentru obținerea efectului mecanic dorit al aplicării tratamentelor termice:

Ridicarea rezistenței aliajului

Tensiuni necesare și utile dacă nu depășesc limita strict necesară atingerii scopului urmărit.

(SITUAȚIA IDEALĂ)

PARAZITARE

Cîmp termic neomogen
 Tensiuni nedorite dar inevitabile legate de practica tehnologică a oricăror prelucrări la cald. Sînt accentuate prin tot ce contribuie la intensificarea gradului de neomogenitate a cîmpului termic (materialul, geometria, tehnologia)
 Periculoase atât prin starea de tensiune creată cit și prin deformările, fisurările, distrugerile posibile.

(SITUAȚIA REALĂ)

N.B. REALITATEA implică suprapunerea

T.I. REZIDUALE de toate originile; TERMICE (esențiale și parazitare) cu cele MECANICE.

librium, of the inner-crystalline field of forces, equivalent to a cold-stressing, cause of the raise of resistance, due (to a certain limit of density) to these deficiencies. Lattice defects are not cause - but effect: Forces which generate lattice defects, realise those by stressing the Lattice. The great resistance of single (mono) crystals may be explained by the practical faultless lattice - quasi total absence of deficiencies - therefore a practical absolutely homogeneous distribution and attack (at quasi each atom a part) of the active inner stresses, arising from the testing-force - the resistance-testing process being itself the cause of cold-deformation of the lattice. In comparison with which, in polycrystalline materials the highly non-homogeneous structure (as result of deficiencies in respect to purity of material and the faultless of the lattice) causes a very irregular distribution of inner stresses, with the chance to form local strain-peaks as starting points for rupture.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Wanyorek, C. Considerații asupra unei teorii unitare a proceselor fizice care au loc la călirea aliajelor ferose și neferose. Buletinul Institutului Politehnic Brașov, Vol. IX. 1967, p. 129-136.
- [2] Wanyorek, C. Unele observații asupra termodinamicii transformărilor care au loc la călirea aliajelor ferose și neferose. Buletinul Institutului Politehnic Brașov, Vol. IX. 1967, p. 137-144.
- [3] Wanyorek, C. Structura tetragonal-volum centrată a fierului gamma (austenitei) și precizarea succesiunii transformărilor: alotropice și de precipitare - în timpul formării aspectelor structurale de tranziție la călirea aliajelor fier-carbon (a aliajelor cu transformări eutectoidale). Revista Metalurgia, București, 1976, nr. 9, p. 490-496.
- [4] Wanyorek, C. Studiu teoretic și experimental al grafitizării forșelor maleabile cu inimă neagră și al accelerării procesului prin încălzirea pieselor turnate. Revista Metalurgia, București, 1977, nr. 8, p. 414-423.
- [5] Wanyorek, C. Aspecte dinamice și termodinamice în teoria și practica proceselor termochimice. Buletinul Universității din Brașov, vol. p.
- [6] Wanyorek, C. Formarea aspectului structural martensitic. Coagulara fazelor precipitate. Rolul autodifuziei matricei în procesele termofizice. Revista Metalurgia, București, 1980 nr. 4, p. 186-189.

WANYOREK, C
REZUMAT

MECANISMUL RIDICĂRII REZISTENȚEI MECANICE A ALIAJELOR PRIN
ECRUISARE MECANICĂ SAU TERMICĂ

Mărirea rezistenței mecanice a cristalelor și implicit a aliajelor la valori superioare limitei minime, corespunzătoare stării de echilibru perfect al rețelei - nu se poate realiza altfel decât prin aducerea acesteia într-o stare de dezechilibru, prin ecruisarea, deformarea ei plastică la rece, sub acțiunea unor tensiuni interne active, de origine externă (mecanică) sau internă (termică) - operație care lasă în urma ei, ca o reacție elastică a rețelei, tensiuni interne reactive reziduale, care pretensionează rețeaua, mărindu-i rezistența. Acest rezultat se poate obține atât prin aliere (soluții solide și/sau compusi definiți), cât și prin ecruisarea mecanică (prelucrarea mecanică) sau termică (prelucrarea termică) - defectele de rețea (de origine fie mecanică, fie termică) având aceeași funcțiune, adică aceea de a ecruisa rețeaua. Defectele de rețea nu sînt cauză - ci efect: Forțele care au generat defectele de rețea realizează aceasta tensionînd rețeaua. Rezistența foarte mare a monocristalelor "mustăți" se poate explica tot ca rezultat al unui proces de ecruisare, avînd însă un caracter de extremă omogenitate în toată masa monocristalului, practic nesădit de defecte de material sau de defecte de construcție ale rețelei, și producîndu-se sub efectul forțelor interne active, și ele, pentru aceleași motive, extrem de omogen distribuite, forțe care se nasc în toată masa monocristalului în timpul și din cauza încercării de rezistență la care acesta este supus.

WANYOREK, C.

R E S U M E

RAISING THE MECHANICAL RESISTANCE OF ALLOYS BY MECHANICAL
OR THERMICAL COLD-STRESSING

Raising the mechanical resistance of crystals and implicitly of alloys to values superior to the minimum limit, corresponding to the perfect equilibrium state of the lattice - is not possible than by creating within a state of non-equilibrium, by cold-stressing, cold-forming, commandet by certain inner active stresses, of external (mechanical) or internal (thermal) origin. This operations lets behind, as an elastical reaction of the lattice, some reactive residual inner stresses, which realises the pre-stress of the lattice, raising thereby his resistance. This result can be reached by alloying (solid solutions or/en compounds) as well as by mechanical (cold-working) or thermal (warm-working) cold stressing - lattice defects (of mechanical or thermal origin) having the same function, to stress the lattice at low temperatures. Lattice defects are not cause - but effect: Forces which generate lattice defects realise those by stressing the lattice. The very great resistance of single-crystals is likewise the result of cold-stressing, but with the character of very great homogeneity within all the mass of the single crystal (practically deprived of defects referring to material or to lattice-building). The stressing effect is due to some internal active stresses, for the same motivation, very homogeneous distributed, generated within the entire mass of the monocrystal, during and by cause of the resistance-test to which the monocrystal is submitted.

TRATAMENT TERMIC DE CALIRE IN STRAT FLUIDIZAT

Dr.ing. V.Fiterău, șef lucrări la Universitatea din Brașov.

Prin fluidizare se înțelege fenomenul prin care o masă de pulbere, conținută într-un vas, poate fi adusă într-o stare foarte asemănătoare, cu a unui lichid, prin circularea prin el de jos în sus a unui fluid (gaz sau lichid) [1].

Amestecul astfel obținut capătă caracteristicile unui lichid și anume : vâscozitate mică, mobilitate, menținere în poziție orizontală, principiul vaselor comunicante, presiune hidrostatică, forță ascensională, fluiditate și conductibilitate termică bună.

Se știe că proprietățile de călire ale unui mediu pot fi caracterizate, pe lângă alte metode, cu ajutorul coeficientului de transfer de căldură „ α ”, sau cu ajutorul curbelor de variație a vitezei de răcire, cu temperatura probei.

Pentru mediu de nisip de Aghireș de turnătorie, de granulații 0,1 ; 1,2 și 0,307 mm, curbele experimentale, conform [2], ale coeficientului de transfer de căldură în funcție de viteză aerului insuflat ca agent de fluidizare sînt prezentate în figura 1.

Se vede că odată cu scăderea granulației nisipului, coeficientul α crește ; coeficientul maxim obținut a fost de 370 kcal/m².h.°C.

În cazul răcirii în ulei industrial conform [3] coeficientul global de transfer de căldură variază între 300 și 600 kcal/m²

Caracterizarea capacității de răcire prin intermediul vitezei de răcire, conform [4] se poate observa în fig.2 unde se prezintă curbele caracteristice de răcire a unei bile de argint de diametru 20 mm, în diferite medii.

Din fig. 2, se observă că viteza de răcire a uleiului industrial, (curba 6) și a stretului fluidizat de nisip, cu granulație 0,14 mm sînt aproximativ egale în intervalul de temperatură 600°C și sub 250°C.

Deci nisipul de turnătorie, cu anumite granulații, poate înlocui uleiul de răcire pentru călire.

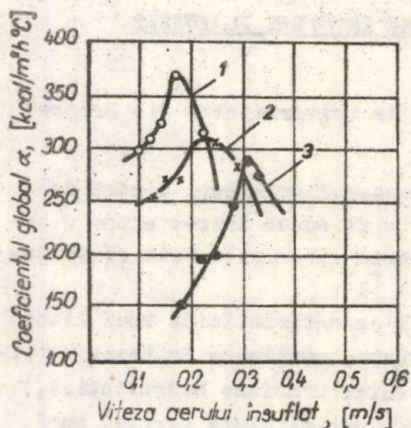


Fig. 1. Curbele experimentale de variație a coeficientului global de transfer de căldură în funcție de viteza aerului insuflat: 1- nisp de turnătorie cu dimensiunea echivalentă a grăuntei $d_p = 0.1$ mm, $\rho_p = 2650$ kg/m³; 2- idem pentru $d_p = 0.2$ mm; 3- idem pentru $d_p = 0.307$ mm.

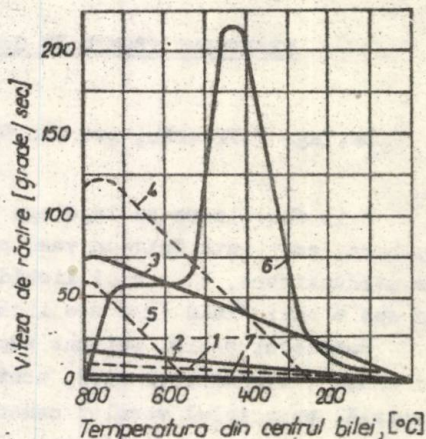


Fig. 2. Curbele caracteristice de răcire a unei bile de argint cu diametrul 20 mm în diferite medii: 1- aer liniștit; 2- strat fluidizat din nisp de cuarț cu $d_p = 1110$ microni la regimul optim de pseudo-fluidizare cu aer; 3- idem ca și la 2 dar cu $d_p = 140$ microni; 4 și 5- sare topita la 250 și 550°C; 6- ulei; 7- strat de nisp imobil.

Ce urmare lucrarea de față își propune să studieze posibilitatea introducerii în tehnologie de tratament termic a oțelurilor pentru rulmenți, a stratului fluidizat ca mediu de călire.

Metodica de cercetare și rezultate.

În cercetare s-au luat oțelurile românești pentru rulmenți, a căror compoziție chimică* este prezentată în tabelul 1.

Tabelul 1

Marca oțelului	C%	Cr%	Mn%	P%	S%	Ni%	Cu%	Si%
RUL 1	1,02	1,55	0,35	0,019	0,017	0,1	0,12	0,29
RUL 2	1,01	1,59	1,07	0,018	0,015	0,17	0,11	0,53

Semifabricatele au fost forjate la temperaturi între 950-1000°C și apoi supuse următorului tratament termic primar :

* - față de limitele de compoziție chimică date de STAS 1456-75 compoziția oțelurilor studiate corespunde unei valori medii.

- normalizare care a constat într-o încălzire cu cuptorul la 900°C , menținere 2 ore și răcire în aer calm ;

- recoacere-încălzire cu cuptorul la 800°C , menținere 3 ore, răcire până la 720°C , menținere 4 ore și răcire în continuare cu cuptorul cu ușa închisă ($V_{\text{răcire}} = 57^{\circ}\text{C/h}$).

În urma acestui tratament termic primar în ambele oțeluri s-a obținut o perlită globulară de punctaj 3 conform STAS 1456/1-75 și o duritate de 180 HB la oțelul RUL 1 și de 188 HB la oțelul RUL 2.

Urmiind fluxul tehnologic normal probele (inele de rulmenți) au fost apoi supuse operației de egchiere după care s-a trecut la tratamentul termic finel.

Se știe că tratamentul termic finel clasic al oțelurilor pentru rulmenți constă în operațiile de călire în ulei și revenire joasă.

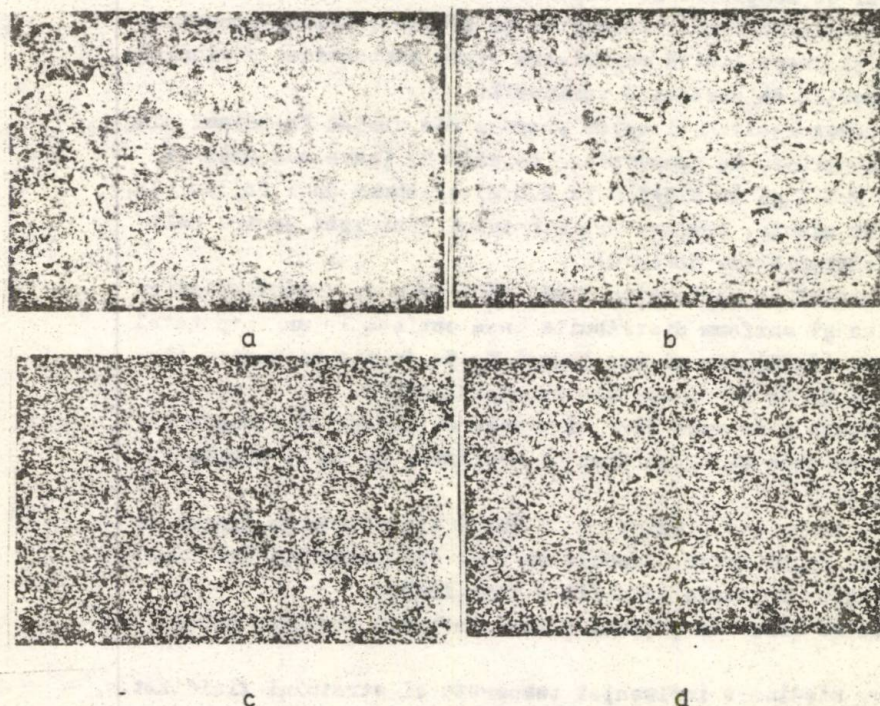


Fig.3. Aspectul structurii după diferiți timpi de menținere la călirea oțelului RUL 1: a-menținere 20 min; b-30 min; c-50 min; d-60 min.

In cadrul lucrării s-a urmărit înlocuirea uleiului industrial folosit la călire, cu stratul fluidizat.

In vederea îndeplinirii acestui scop, la tratamentul termic final s-au variat doi parametri :

- timpul de menținere la temperatură de călire, temperatură stratului fluidizat fiind constantă, și

- temperatură stratului fluidizat, ca mediu de răcire.

Pentru studierea posibilităților de călire, în strat fluidizat (în condițiile unui regim optim de fluidizare) s-au adoptat drept criterii :

- duritatea - drept limită inferioară admisibilă a durității s-a luat duritatea de 60 HRC și drept limită superioară duritatea de 64 HRC ;

- microstructura - la care drept limită inferioară s-a considerat timpul de menținere la temperatură de călire, la care se asigură în structură lipsa troostitei și a aglomerărilor grosolane de carburi și drept limită superioară lipsa martensitei aciculare ;

- proporție de austenită reziduală.

In vederea realizării celor propuse s-a variat în primul rând timpul de menținere la temperatură de călire, (care s-a ales de $830 \pm 5^{\circ}\text{C}$ la RUL 1 și de $815 \pm 5^{\circ}\text{C}$ la RUL 2) și anume de : 20, 30, 40, 50, 60 și 70 minute, temperatura stratului fluidizat pentru călire fiind constantă (de $30-40^{\circ}\text{C}$).

O structură de martensită fină, fără urme de troostită și cu carburi fine și uniform distribuite s-a obținut la un timp total de menținere (încălzire și egalizare) de 50 de minute pentru oțelul RUL 1 și de 40 de minute pentru oțelul RUL 2.

Din figure 3 se vede clar că urmele de troostită (zonele închise) dispar abia de la un timp de menținere de 50 de minute în sus la RUL 1.

Acelaș lucru s-a studiat și la RUL 2 stabilindu-se timpul de 40 de minute drept optim (probele au fost de dimensiuni mai mici).

Martensite în toate cazurile a fost fină.

Duritatea care s-a obținut a fost în toate cazurile peste 62 HRC.

Pentru studierea influenței temperaturii stratului fluidizat, s-au făcut căliri de la aceleași temperaturi la temperaturi ale stratului de 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80 și 105°C .

Duritatea corespunzătoare s-a obținut în cazul când stratul fluidizat a avut o temperatură până la 50°C inclusiv.

Proporția de susținută reziduală nu a depășit procentul de 14 % la oțelul RUL 1 nici când s-a lucrat cu temperaturi mai ridicate ale stratului.

Răcirile în strat fluidizat (de nisip și aer) s-au efectuat într-o baie cu dimensiunile de 500 x 500 mm. Înălțimea inițială a stratului, constituit din amestec de 50 % nisip cu granulația 0,1 și 50 % nisip cu granulația 0,2 mm a fost de 100 mm. Debitul masiv de aer insuflat, pentru o fluidizare optimă, a fost de $40 \text{ m}^3/\text{h}$.

Regimul de tratament termic cu răcire în strat fluidizat cere se propune, ar fi următorul :

La oțelul RUL 1

- tratamentul termic primar specificat în lucrare ;
- tratament termic secundar : - călire de la $830 \pm 5^\circ\text{C}$ (cu menținerea piesei introduse în cuptorul încălzit în total 50 minute) ;
- răcire în strat fluidizat cu regim optim de lichefiere la temperatura de $30-40^\circ\text{C}$; - revenire la $190-200^\circ\text{C}$ timp de 3 ore.

La oțelul RUL 2

- tratamentul termic primar specificat la început ;
- tratamentul termic secundar : - încălzire la $815 \pm 5^\circ\text{C}$ (cu menținere în total în cuptorul încălzit, 40 minute) ; - răcire în strat fluidizat cu un regim optim de lichefiere, la temperatura de $30-40^\circ\text{C}$; - revenire la $170-180^\circ\text{C}$ timp de 3 ore.

Pentru studierea unor caracteristici care se obțin la călirea în strat fluidizat s-au confecționat din oțelul RUL 1 probe, care au fost supuse tratamentului termic propus mai sus, urmat de reveniri timp de trei ore la temperatura de : 100° , 150° , 180° , 200° , 225° , 250° și 280°C .

După tratament s-a controlat duritatea, proporția de susținută reziduală, rezistența la tracțiune, încovoiere și reziliență.

În fig. 4 se prezintă variația proporției de susținută reziduală și a durității în funcție de temperatura de revenire, la probe din RUL 1 călite în strat fluidizat.

Se vede că proporția de susținută reziduală scade mai intens, începând de la o temperatură de revenire de 150°C , la 180°C ajunge sub 10 %, iar la 200°C sub 8-9 % (această proporție de susținută reziduală nu mai influențează asupra caracteristicilor mecanice); duritatea nu scade sub 60 HRC pînă la temperatura de revenire de 200°C .

Rezistența la tracțiune a epruvetelor călite în strat fluidizat înregistrează un maxim de 255 daN/mm^2 la temperatura de reve-

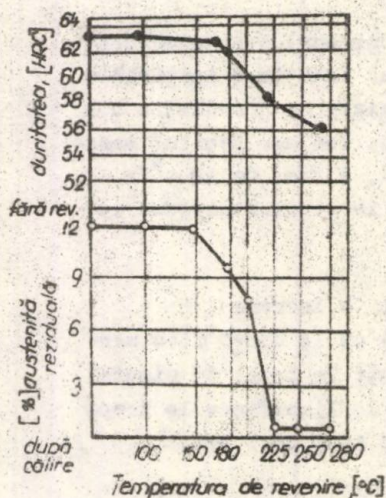


Fig. 4. Variația proporției de austenită reziduală și a durității cu temperatura de revenire la probe din RUL 1, călite în strat fluidizat.

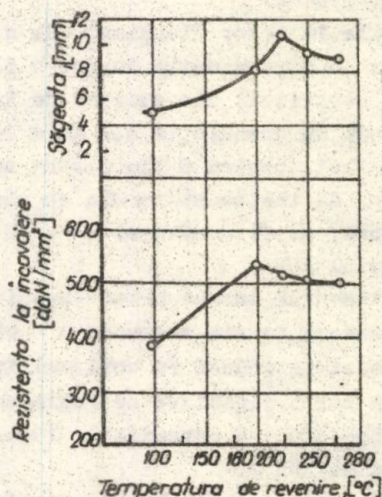


Fig. 5. Variația rezistenței la încovoiere și a săgeții, cu temperatura de revenire, la oțelul RUL 1 călit în strat fluidizat.

nire de 200°C, valoare care depășește rezistența maximă de 233,7 daN/mm², ce s-a obținut pentru epruvete călite în ulei.

Rezistența la încovoiere statică s-a determinat pe probe de 6 mm diametru, de lungime 100 mm și distanțe între reazime de 75 mm.

După cum indică fig. 5, care arată variația rezistenței la încovoiere statică și a săgeții, în funcție de temperatura de revenire valori maxime se obțin la temperatura de revenire de 200°C ($\sigma_{r1} = 540$ daN/mm²); la temperaturi mai ridicate rezistența la încovoiere scade.

Le tratamentul indicat mai sus au fost supuse și epruvete pentru determinarea rezilienței. Din fig. 6, care arată variația rezilienței în funcție de temperatura de revenire se vede că ea înregistrează valori maxime tot la temperatura de revenire de 200°C, și apoi scade din cauze transformărilor sustenitei reziduale, care fragilizază oțelul. Tot astfel se explică și scăderea rezistenței la încovoiere.

Valoarea maximă înregistrează pentru reziliență a fost de $15,8 \cdot 10^4$ J/m² (valoare care de asemenea depășește pe cea maximă obținută în ulei $13 \cdot 10^4$ J/m²).

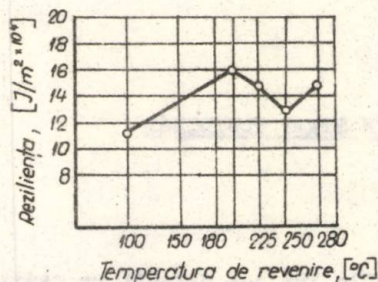


Fig. 6. Variația rezilienței cu temperatura de revenire la probe din oțelul RUL 1, călit în strat fluidizat.

Concluzii :

1. Stratul fluidizat poate fi folosit la tratamentul termic al oțelurilor pentru rulmenți deoarece :

- are posibilitățile de răcire ale uleiului ;
- nu se degradează ;
- este neinflamabil ;
- își păstrează nealterate aceste caracteristici timp îndelungat.

2. În urma tratamentului de călire în strat fluidizat se obține

o structură corespunzătoare și o proporție de aproximativ 8 % austenită reziduală, după revenire joasă.

3. Caracteristicile mecanice analizate în cadrul lucrării, la probele călite în strat fluidizat sînt superioare caracteristicilor obținute în ulei (la oțelul RUL 1).

Bibliografie

- [1] VARIGHIN, E. I. A. Folosirea patului fluidizat în tratamentele termice și termochimice ale metelului. Rev. Metallovedenie i termiceskaja obrabotka metellov, nr. 6/1971.
- [2] FITERAU, V. Stratul fluidizat mediu de tratament termic. În Buletinul Universității din Bregov, serie A/III, vol. XXI, 1974.
- [3] MANTEA ST., DULAMITA T. Teorie și practică tratamentelor termice. Editura tehnică București, 1966.
- [4] VARIGHIN, N. N. Stratul fluidizat nou mediu de călire cu regim de răcire regulat. Rev. Metallovedenie i termiceskaja obrabotka metellov, nr. 6/1961.

FITERAU, V.

TRATAMENT TERMIC DE CALIRE IN STRAT FLUIDIZAT

Rezumat

Stratul fluidizat prin calitățile lui s-a dovedit un mediu bun pentru călire.

În cadrul lucrării se studiază posibilitatea introducerii stratului fluidizat în tehnologia de tratament termic a oțelurilor pentru rulmenți.

DIE HARTUNG IN EINER VERFLUSSIGTEN SCHICHT

Zusammenfassung

Es wurde erwiesen, dass die verflüssigte Schicht durch ihre Eigenschaften ein gutes Hartemedium ist.

In der Arbeit wird die Möglichkeit der Verwendung der verflüssigten Schicht in der Wärmebehandlung der Kugellagerstähle untersucht.

CONSIDERATII ASUPRA MOMENTULUI DECUPLARII

SI PRINARIII MISCARII LA SUDURA PRIN FRECARA

Asist.ing. Peneş Dragomir - Universitatea din Bragov.

Procedeul de sudare prin frecare este un procedeu puţin utilizat nu datorită unor dezavantaje majore pe care ar putea să le prezinte ci mai ales prin caracterul său neobisnuit. Cu toate că fenomenul care stă la baza procedurii este cunoscut din cele mai vechi timpuri, aplicarea lui în tehnică sudurii s-a făcut în ultimii 20 ani. Principiul ce stă la baza sudurii prin frecare constă în următoarele :

- rotirea uneia din părţile de sudat concomitent cu apăsarea cu o forţă axială pînă la ridicarea temperaturii apropiate de punctul de topire;
- stoparea mişcării şi apăsarea în continuare pînă la răciră sub o anumită temperatură la care zona sudată nu mai este afectată de forţele exterioare.

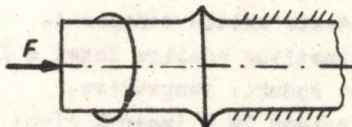


Fig. 1

Schema de principiu a sudurii prin frecare.

În funcție de modul cum este dezvoltată energia cinetică de frecare procedeul de sudare prin frecare are mai multe variante :

- sudare prin frecare continuă;
 - sudare prin frecare cu energie cinetică înmagazinată;
 - sudare prin frecare continuă cu oprire ;
- sudare prin frecare cu energia cinetică sub formă de impulsuri;
- sudare prin frecare orbitală;
 - sudare prin frecare cu încălzire suplimentară prin inducție;
 - sudare prin frecare cu material de adaos;

- sudare prin frecare cu disc de frecare (frecare indirectă).

Indiferent de procedeul de sudare (procedee care sînt tratate mai pe larg în literatura de specialitate) fazele prin care trec materialele în timpul procesului de sudare sînt următoarele:

Faza I - fază în care cele două părți sînt aduse în contact intim din care una se rotește cu o turație constantă. În această fază datorită momentului de frecare între cele două părți are loc o încălzire rapidă și puternică pînă la aducerea materialului în stare plastică. Datorită forței axiale materialul plastificat este refulat sub formă inelară către exterior.

Faza II - este o fază de tranziție în care metalul plastificat datorită temperaturii cuprinde întreaga suprafață de contact. În această fază se înregistrează o scădere a momentului de frecare prin aducerea materialului la limita zonei de topire. Sub acțiunea forței axiale metalul plastificat este expulsat către exterior timp în care are loc scurtarea lungimii părților.

Faza III - este o fază de echilibru. În această fază temperatura se stabilizează, momentul de frecare rămîne aproximativ constant față de variația vitezei axiale de apăsare. Scurtarea se accentuează cu forța de apăsare.

Faza IV - este faza în care procesul de sudare are loc prin oprirea bruscă a mișcării de rotație și deci a momentului de frecare. În această fază are loc o apăsare axială constantă.

Obiectul acestei lucrări îl constituie analiza fazei a IV-a fază care practic asigură calitatea sudurii respective.

Asupra calității sudurii acționează în principal cinci factori și anume:

- turația de rotație (viteza relativă);
- forța axială de apăsare;
- timpul de frecare;
- timpul de apăsare (refulare) după oprirea mișcării de rotație;
- calitatea materialului.

Din experimentările făcute pe laturi diferite de piese în care s-a urmărit modificarea pe rînd a factorilor implicați, s-au putut trage următoarele concluzii:

- turația de mișcare trebuie corelată după dimensiunile pieselor și cu forța de apăsare;
- timpul de frecare este o consecință directă a primilor doi factori;

Cînd unul din cei doi factori scade timpul de frecare crește;

- timpul de frînare a mișcării trebuie să fie minim. Sudurile de rezistență maximă sau obținut la timpi de frînare mici ($t_f \approx 0$). Mecanismul sudării prin frecare este complex și încă puțin elucidat. Din analiza structurilor gamelor sudate sau putut trage cîteva concluzii interesante;

- sudura are loc printr-un amestec mecanic în fază solidus a moleculelor materialelor celor două părți însoțită de o difuzie puternic accelerată a atomilor la nivelul suprafețelor de contact. Fenomenul de difuzie a atomilor la nivelul suprafețelor începe imediat ce temperatura crește din cauza momentului de frecare și odată distrus stratul de oxid de la nivelul celor două suprafețe

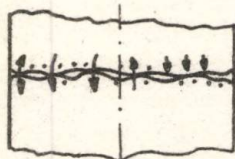


Fig. 2

Fenomenul de difuzie ce are loc în timpul procesului de sudare.

și la nivelul celor două suprafețe în punctele de contact ale preeminențelor apar microsuduri care permanent sînt distruse prin refrecare. Măsurarea timpului de frînare atrage după sine o răcire a zonei sudurii și refrecarea microsudurilor de difuzie. Refacerea sudurilor prin difuzie după un timp lung de frînare se face în alte condiții mai puțin prielnice;

- timpul de apăsare după oprirea mișcării trebuie să fie cît mai lung;

- forța de apăsare după oprire trebuie să aibă un caracter variabil și anume începe de la o valoare constant menținută pînă în momentul frînării și crește progresiv către sfîrșitul operației.

Momentul începerii fazei de frînare constituie cheia întregului procedeu de sudare, dar dificultățile alegerii acestui moment sînt foarte mari din următoarele cauze:

- procesul se petrece cu o mare rapiditate (de ordinul a 10^{-5} - 10^{-6} s);
- piesele sînt în mișcare (una din ele sau amîndouă);
- lipsa unor traductori ultrasensibili la culoare sau temperatură sau sînt foarte scumpi și deci nerentabili;
- lipsa unor sisteme de frînare instantanee a mișcării (frînarea se face într-un interval de timp $t_f > 0$).

Din cauza acestor dificultăți s-a încercat caracterizarea procesului de sudare în mod indirect, intervenind prin tatonări

asupra timpului de frecare (t_f) și asupra timpului de frinare (t_f). Practic acest lucru, s-a realizat cu ajutorul unui relee de timp programabil inclus în instalația de comandă a utilajului. Cunoscând că $t_{\mu} = \varphi(V_r, p_f)$,

V_r - viteza relativă de mișcare între cele două piese,
 p_f - presiunea de apăsare pentru creerea momentului de frecare.

Timpul de frinare este în funcție de energia cinetică a maselor în mișcare, energie ce trebuie disipată prin frecare în momentul frînării.

Masele în mișcare sînt considerate numai organele de prindere ale piesei de piesă, decuplate de lanțul de antrenare (fig. 3).

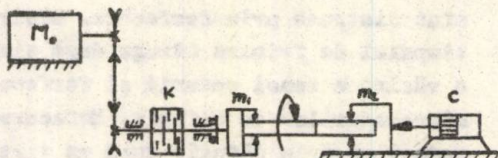


Fig. 3

Instalație de sudare prin frecare realizată prin modificarea unui aștrung paralel usat.

- M_0 - motor electric de antrenare,
- K - cuplaj electromagnetic cu frînă,
- m_1 - mandrin de prindere a piesei,
- m_2 - mandrin de prindere cu deplasare axială,
- C - cilindru hidraulic de apăsare.

Pentru un timp de frinare cât mai mic este necesar ca masele în mișcare să fie cât mai mici pentru ca forța de inerție care apare la întreruperea mișcării să fie minimă. Frinarea trebuie făcută imediat după întreruperea mișcării.

O altă metodă pentru determinarea momentului de frinare este tot o metodă indirectă bazată pe modificarea lungimii părților implicate.

Metoda este imprecisă și cu rezultate variabile în ceea ce privește calitatea sudurii. Asupra timpului de frinare cu

implicație în principal doi factori și anume:

- energia cinetică a maselor în mișcare;
- timpul de reacție al sistemului de comandă și acționare.

Timpul de frinare poate fi calculat în funcție de masele în mișcare cu relația:

$$t_f = \frac{GD^2 \cdot n}{375 M_f} + K_r,$$

unde:

- GD^2 - momentul de rotație al maselor în mișcare;
- n - turația la care se face frinarea;
- M_f - momentul de frinare capabil al frinei electromagnetice;
- K_r - coeficient de corecție al timpului de frinare și care poate avea valoarea $K_r = (0,1 - 0,15)S$.

În funcție de condițiile reale timpul de frinare nu trebuie să depășească valoarea $t \leq 1 s$.

Alegerea momentului de frinare rămâne o problemă deschisă. Decizia asupra timpului de frecare se dau numai în funcție de testările făcute cu materiale ce urmează a fi sudate. Factorii care influențează timpul de frinare sînt numeroși și nu pot fi luați separați. În principal factorii care modifică timpul de frinare sînt:

- viteza relativă de mișcare (implicit turația) (V_v),
- presiunea de apăsare (p_p).

În mod indirect asupra timpului de frecare acționează, calitatea materialului, forma și dimensiunile piesei, coeficientul de conductibilitate termică, proprietățile fizico-chimice ale materialului etc.

În literatura de specialitate referiri asupra timpilor de frecare se fac în mod direct, indicînd atît calitatea materialului, forma și dimensiunile semifabricatelor cît și presiunea de apăsare. O relație care să stabilească timpul de frecare pornind de la date cunoscute nu se găsește în literatură mai ales din cauza caracterului variabil al numerosilor factori.

Vitezele relative sînt indicate în urma verificărilor practice se regăsește de autor sub forma unui domeniu de vectori $V_v = (0,6...3)m/secundă$.

Studiind influența timpului de frecare asupra calității sau putut trage o serie de concluzii concrete și care sînt concentrate parțial în graficul de mai jos.

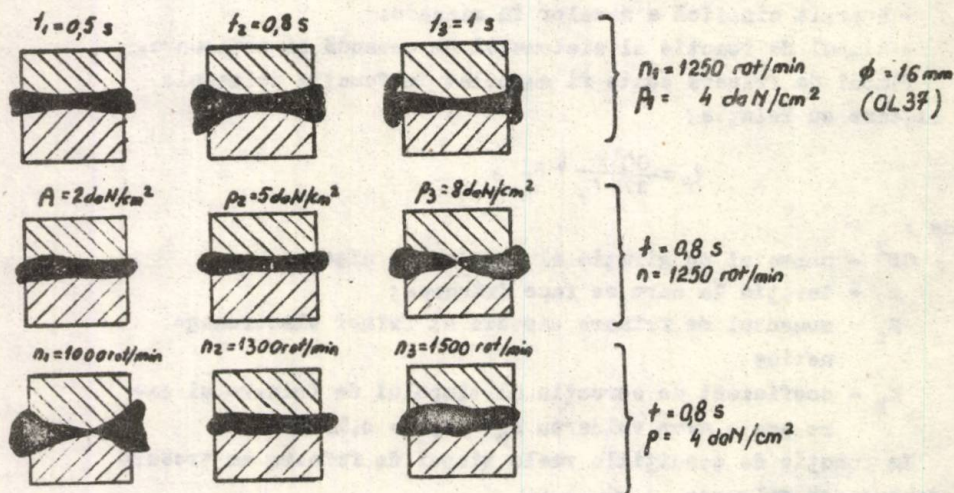


Fig. 4.

Modificările sudurii la variația parametrilor (n.t.p.) în cazul unei bare din OL 37 cu diametrul de 16 mm.

Din graficul arătat se poate observa că pentru oțelul OL 37, în cazul unei bare de $\phi 16 \text{ mm}$, sudura de cea mai mare rezistență se realizează la turația de (1250-1300) rot/min, în timpul de 0,8 s și la presiunea de (4-5) daN/cm².

Si în cazul menținerii constante a doi parametri și modificând puțin pe al treilea modificările sînt esențiale. Din acest motiv este foarte greu de stabilit o relație corectă între toți factorii.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Antonescu, I. ș.a. Sudarea prin presiune. Editura Tehnică, București, 1969.
- [2] Calderale, P. Sinteza cercetărilor asupra sudurii prin frecare, revista Italiana della Saldatura nr.5, 1970.
- [3] Boerza, C. ș.a. Probleme neconvenționale de sudare. Editura Facla, 1980.

DRAGOMIR, P.

CONSIDERATII ASUPRA MOMENTULUI DECUPLARII
SI FRINARII MISCARII LA SUDURA PRIN FRECARA

Rezumat

Lucrarea tratează citeza observații practice în legătură cu influența timpului de frecare și frinare asupra calității sudurii prin frecare. Stabilește relația de calcul a timpului de frinare.

CONSIDERATIONS SUR LE MOMENT DE DECOUPLLEMENT
ET DE FRAINAGE DU MOVEMENT DANS LE SAUDAGE

A FRATEMENT

Resumé

L'ouvrage traite quelques observations pratiques sur l'influence du temps de fratement et frainage à la qualité de soudage par fratement on a établi la relation de calcul du temps de frainage.

DIFFUSION - COAGULATION (CRYSTALLIZATION) - FLUCTUATION

Prof. Dr. Ing. Constantin Wanyorek.

Diffusion is the initial term of a dissolution process, characterized by the penetration of the, highly disperse, particles (molecules, atoms, ions) proceeding from an initial gaseous, liquid, solid state - having the behavior of gas particles and therefore tending to fill completely (apparently against the gravitational forces) all the volume available, equal to the volume of the diffusion-medium (a gaseous, liquid or solid continuum). Diffusion is stimulated by all processes which make particles smaller or make greater the thermal agitation of both: diffusing particles or matrix-elements.

The so-called diffusion on the surface of objects is really an unectation process, which has no direct relation to diffusion, which means penetration from out to in.

The so-called inverse diffusion, from lower to higher concentrations, as exemplified by the crystallization or precipitation processes from over saturated, because undercooled solutions - is an error: Around the first appeared crystallization or precipitation germes, the liquid or solid matrix-solution becomes lower concentrated by the - continuing - crystallization or precipitation process itself - which creates a natural concentration-gradient, driving the flow of material, normally, from the points of higher (more distant) to the points of lower (near the germes) concentration of the matrix.

The germes of crystals or precipitate phases, grow by this direct diffusion-process, since conditions for that are respected (by lowering continuously the temperature and by maintaining thereby continuously a certain over saturation-degree). When the solution becomes (in created conditions) exhausted - growth of particles will continue by incidental collisions between themselves and following coagulation (by superficial forces), stimulated by the thermal agitation of both, particles and matrix. Collision is the growing mechanism in all cases when particles are too great to can move by diffusion.

Germination, of crystals or precipitated phases, is the expression of the thermodynamical state of the system - dimensions of the separated particles are a problem for kinetics. It seems to the

author that fluctuation processes, (defined as local, simultaneous, ambivalent, quantitatively and qualitatively equilibrated, stationary, and as such, stable processes) - may not be called to explain the mechanism of evolutive processes, strictly characterized by clearly, distinctly, qualitatively and quantitatively fully defined initial and final states - like crystallization or precipitation. Therefore it seems possible to reject the concept of particles-growing by dissolution of the fine ones for the benefit of the coarse.

BIBLIOGRAFIE

[1] Wanyorek, C. Considerații asupra unei teorii unitare a proceselor fizice care au loc la călirea aliajelor ferose și neferose. Buletinul Institutului Politehnic Brașov, Vol. IX, 1967, p. 129-136.

[2] Wanyorek, C. Unele observații asupra termodinamicii transformărilor care au loc la călirea aliajelor ferose și neferose. Buletinul Institutului Politehnic Brașov, Vol. IX, 1967, p. 137-144.

[3] Wanyorek C. Structura tetragonal-volum centrată a fierului gama (austenitei) și precizarea succesiunii transformărilor: alotropică și de precipitare - în timpul formării aspectelor structurale de tranziție la călirea aliajelor fier-carbon (a aliajelor cu transformări eutectice). Revista Metalurgie, București, 1976, nr. 9, p. 420-426.

[4] Wanyorek, C. Studiu teoretic și experimental al grafitizării fontelor maleabile cu inimă neagră și al accelerării procesului prin precălirea pieselor turnate. Revista Metalurgie, București, 1977, nr. 8 p. 414-423.

[5] Wanyorek, C. Aspecte dinamice și termodinamice în teoria și practica proceselor termochimice. Buletinul Universității din Brașov, Vol. p.

[6] Wanyorek, C. Formarea aspectului structural martensitic. Coagularea fazelor precipitate. Rolul autodifuziei matricei în procesele termofizice. Revista Metalurgie, București, 1980, nr. 4, p. 186-189.

WANYOREK, C.

DIFUZIE - COAGULARE (CRISTALIZARE) - FLUCTUAȚIE

R E Z U M A T

Particulele difuzante au comportarea unor particule gazoase, cu tendința de a umple complet spațiul ocupat de mediul de difuzie -oricare ar fi starea de agregare a ambelor faze. Așa-zisa "difuzie la suprafața obiectelor" este de fapt un proces de umectare, nu un proces de difuzie. Difuzie inversă nu există, pentru că în realitate în procesele de cristalizare sau de coagulare a fazelor disperse, care se dau ca exemple, soluții, din jurul imediat al germenilor respectivi, sârăcește în substanță activă prin aceste procese ele însele, creîndu-se astfel un potențial de difuzie normal, față de restul soluției, saturate. Creșterea germenilor se face prin difuzie, cât timp există condiții, apoi prin ciocniri întâmplătoare între particulele fazei disperse, care coagulează în final sub acțiunea tensiunilor superficiale, proces stimulat de agitația termică a matricii. Procesele locale de fluctuație, prin esența lor staționare, se pare că nu este rațional să fie folosite pentru explicarea mecanismului de producere a unor procese evolutive, cu stări inițiale și finale bine precizate calitativ și cantitativ, cum sînt și cristalizarea și coagularea. Pentru toate aceste motive pare posibil să fie respins conceptul creșterii particulelor prin dizolvarea celor fine în avantajul celor grosolane.

WANYOREK, C

DIFFUSIONS: DIRECT, SUPERFICIAL, REVERSE. PRECIPITATION AND
COAGULATION OF DISPERSE PHASES. FLUCTUATION IN EVOLUTIVE
PROCESSES

R E S U M E

Particles which diffuse have the behavior of gas-particles, with the tendency to fill completely the space occupied by the diffusion-medium - independently from the aggregate-state of both phases. - The so-called diffusion on the surface of objects is an unmetation-process, not a diffusion. - The so-called reverse diffusion does not exist, because in the crystallisation or coagulation processes of disperse phases, the solution in the zone around the respective germes suffers a dilution determined by this processes itself, creating a whole normal diffusion-potential against the rest of the, saturated, solution. - The growth of the particles is realised by diffusion, so long conditions therefore are satisfied, further by accidental collision between particles, stimulated by the thermal agitation of the matrix, followed by coagulation under the action of superficial tensions. - Local fluctuation processes, having an essential stationary character, seemes do not like to be used to explain the mechanism of evolutive processes, whit qualitatively and quantitatively well specified initial and final states, as are cristallisation or coagulation. Therefore it seemes possible to reject the concept of particles-growing by dissolution of the fine ones for the benefit of the coarse.

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
UNIVERSITATEA DIN BRASOV

Comanda: 329 / 1981.
Executat in cadrul sectorului Reprografie





1981 FEB 19